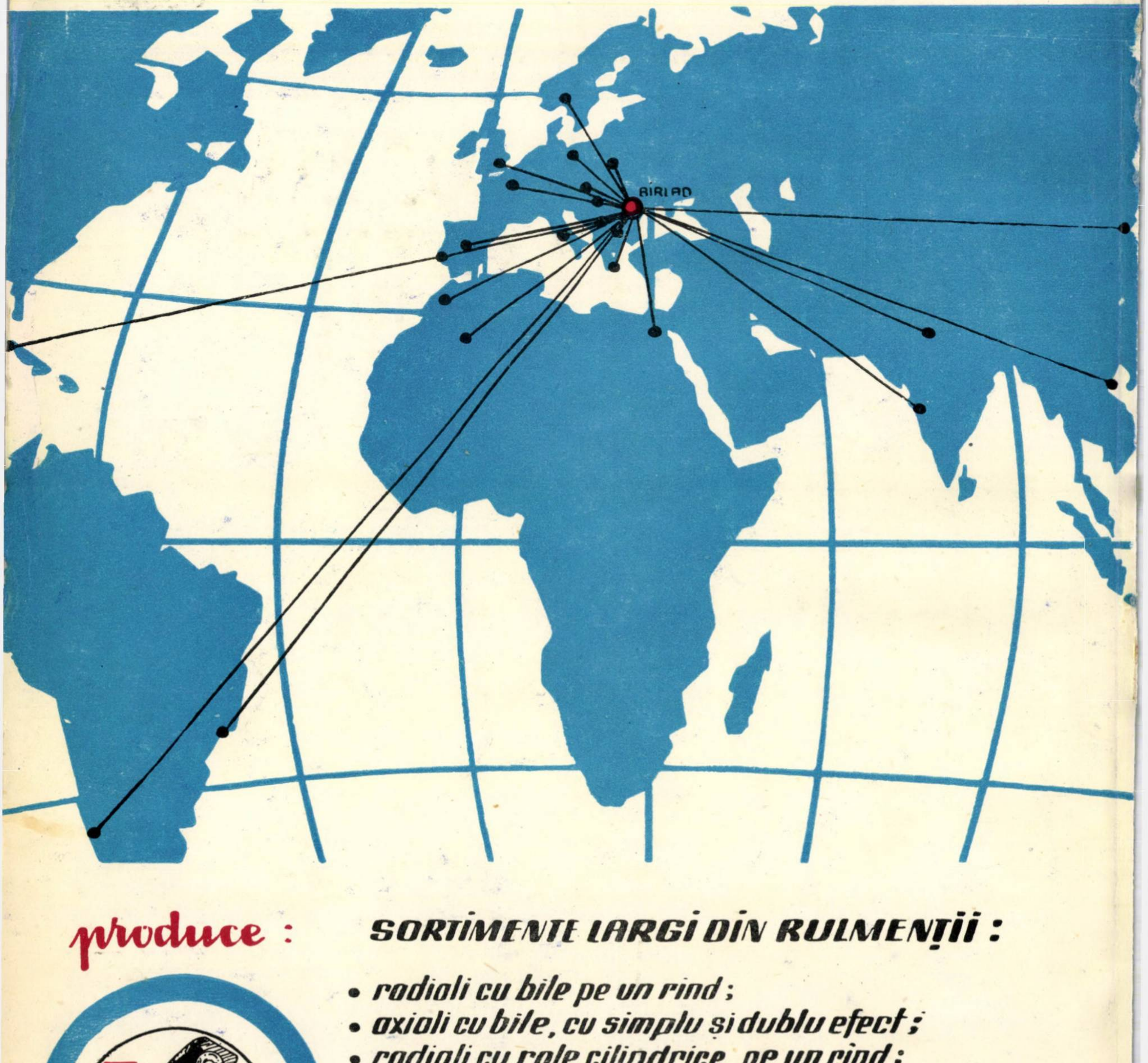
E 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

1

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXIII • Nr. 1 • IANUARIE 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
rulmenți radiali cu role cilindrice
pentru vagoane de călători și de marfă,
rulmenți pentru utilaj petrolier,
rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F R B
MADE IN RUMANIA

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXIII, IANUARIE Nr. 1, 1971

CUPRINS

Benche, V. şi Benche, Lidia: **Caracteristicile funcţionale statice ale elementelor de comandă de tipul ajutaj-paletă.** 2

Ciurea, El. **Calculul cadrelor autocamioanelor** 8

Gheghea, I.: **Determinarea profilului cuţitelor-disc profilate.** 13

Ignat, V.: **Consideraţii asupra executării pieselor din semifabricate plate (tablă-bandă).** 16

Manea, Gh. şi Simionescu, V.: **Bucşe metalice acoperite cu strat subţire din poliamidă indigenă P6P şi comportarea lor ca lagăre cu alunecare.** 19

Mincă, M. şi Petrescu, B.Gh.: **Utilizarea undelor ultrasonore în medii lichide (eletrolit) la prelucrarea electrochimică a materialelor în scopul măririi productivităţii şi al netezirii suprafeţelor prelucrate** 29

Moga, Al.: **Probleme actuale ale activităţii de producţie industrială.** 34

Moţoiu, R.: **Aplicarea teoriei fiabilităţii în industria construcţiilor de maşini.** 37

Pimsner, V. şi Mărăcineanu, I.: **Transferul de căldură prin reţeaua fixă de palete la turbina cu impuls.** 43

Raicu, A.: **Aspecte calitative ale vibraţiilor barei cu distanţa variabilă între reazeme** 48

Tureac, I.: **Consideraţii asupra modernizării preselor mecanice.** 51

Voia, I. şi Voia Iulia: **Utilizarea construcţiilor sudate la turbinele hidraulice de tip Kaplan fabricate în Republica Socialistă România .** 55

DOCUMENTARE 59
CRONICA 63
REVISTA REVISTELOR 64

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. Soare
Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă,
prof. ing. I. Grosu, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron,
ing. Gh. Vasilescu.
Redactor: Elena Ştefănescu

SUMAR

CZ 621–253.5.001.5:621–55

Benche, V. și *Benche Lidia.* : **Caracteristicile funcționale statice ale elementelor de comandă de tipul ajutaj-paletă.**

Construcția de Mașini 23(1971), nr .1, p. 2–8

CZ 629. 114. 4. 011.11

Ciurea El : **Calculul cadrului autocamioanelor.**

Construcția de Mașini 23 (1971), nr. 1, p. 8–12

CZ 621.9.025.1

Gheghea, I. : **Determinarea profilului cuțitelor-disc profilate.**

Construcția de Mașini 23 (1971), nr. 1, p. 13–16

CZ 621,81:669–418

Ignat V. : **Considerații asupra executării pieselor din semifabricate plate (tablă-bandă).**

Construcția de Mașini 23 (1971), nr. 1, p. 16–18

CZ 621. 822. 725 : 621.822.5 : 678. 029.66

Manea, Gh. și *Simionescu, V.* : **Bucșe metalice acoperite cu strat subțire din poliamidă indigenă P6P și comportarea lor ca lagăre cu alunecare.**

Construcția de Mașini 23(1971) nr. 1, p. 19–29

CZ 621.9.047/048

Mincă, M. și *Petrescu, B. Gh.* : **Utilizarea undelor ultrasonore în medii lichide (electrolit) la prelucrarea electrochimică a materialelor în scopul măririi productivității și al netezirii suprafețelor prelucrate**

Construcția de Mașini 23(1971), nr. 1, p. 29–34

CZ 621 : 658.5

Moga, Al. : **Probleme actuale ale activității de producție industrială.**

Construcția de Mașini 23 (1971), nr. 1, p. 34–37

CZ 621:658.562

Moțoiu, R. : **Aplicarea teoriei fiabilității în industria construcțiilor de mașini.**

Construcția de Mașini 23(1971) nr. 1, p. 37–43

CZ 621.165–253.5 : 536.24

Pimsner, V. : și *Mărăcineanu I.* : **Transferul de căldură prin rețeaua fixă de palete la turbina cu impuls.**

Construcția de mașini 23(1971) nr. 1, p. 43–47

CZ 621–422.2 : 534.113

Raicu, A. : **Aspecte calitative ale vibrațiilor barei cu distanța variabilă între reazeme.**

Construcția de Mașini 23(1971), nr. 1, p. 48–50

CZ 621.979(09)

Tureac, I. : **Considerații asupra modernizării preselo mecanice**

Construcția de mașini 23)1971), ur.1,p. 51–54

CZ 621.224.35 :621.791 (498)

Voia, I. și *Voia Iulia* : **Utilizarea construcțiilor sudate la turbinele hidraulice de tip Kaplan fabricate în Republica Socialistă România.**

Construcția de Mașini 23(1971), nr. 1, p. 55–59

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI”, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redirector: 14.62.67; Redacția: București, str. Mândinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația”.București, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 6011.

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621—253.5.001.5:621—55

Бенке, В. и *Бенке Лидия:* **Функционально-статическая характеристика управляемых элементов типа насадки-лопасти.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 2—8

ДК 629.114.4.011.11

Чуря Ел.: **Расчет шасси грузовых автомобилей.**

Construcţia de maşini 23(1971), №1, стр. 8—12

ДК 621.9.025.1

Гегя, И.: **Определение профиля фасонных дисковых ножей.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 13—16

ДК 621.81:669—418

Игнат, В.: **К вопросу об изготовлении деталей из плоских полуфабрикатов (лист — лента).**

Construcţia de maşini 23(1971), №1, стр 16—18

ДК 621.822.725:621.822.5:678.029-66

Маня, Г. и *Симионеску, В.:* **Металлические втулки, покрытые полиамидным тонким слоем отечественного производства П6П и их поведение в качестве скользящих подшипников.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 19—29

ДК 621.8.047/.048

Минкэ, М. и *Петреску, Б. Г.:* **Применение ультразвуковых волн в жидкой среде (электролит) при электрохимической обработке материалов в целях увеличения производительности и сглаживания обрабатываемых поверхностей.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 29—34

ДК 621:658.5

Мога, Ал.: **Актуальные проблемы промышленного производства.**

Construcţia de maşiini 23(1971(,№1, стр. 34—37

ДК 621:658.562

Моцоиу, Р.: **Применение теории надежности в машиностроительной промышленности.**

Construcţia de maşini_23(1971),№1, стр. 37—43

ДК 621.165—253.5:536.24

Пимснер, В. и *Мэрэчиняну, И.:* **Передача тепла лопастями импульсной турбины по неподвижной сети.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 43—47

ДК 621—422.2:534.113

Райку, А.: **Качественные аспекты вибраций стержня с переменным расстоянием между опорами.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 48—50

ДК 621.079(09)

Туряк, И.: **Соображения в связи с модернизацией механических прессов.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 51—54

ДК 621.224.35:621.791(498)

Войя, И. и *Войя Юлия:* **Применение сварных устройств на гидравлических турбинах имиа Каплан, изготовленных в Социалистической Республике Румынии.**

Construcţia de maşini 23(1971),№1, стр. 55—59

INHALT

DK 621—253.5.001.5 :621—55

Benche, V. und *Benche Lidia* : **Statische Betriebskennzeichen der Steuerelemente vom Typ Düse-Schaufel**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 1, S. 2—8

DK 629.114. 4.011.11

Ciurea, El. : **Berechnung des LKW—Rahmens**

Construcţia de Maşini 23(1971), H. 1, S 8—12

DK 621. 9. 025.1

Gheghea, I. : **Bestimmung des Profils profilierter Scheibenmesser**

Construcţia de Maşini 23(1971) H. 1. S. 13—16

DK 621.81:669—418

Ignat, V : **Erwägungen in bezug auf die Fertigung der Werkstücke aus flachen Halbfabrikaten (Band-Blech)**

Construcţia de Maşini 23(1971), H. 1, S. 16—18

DK 621.822.725:621.822.5:678.029.66

Manea, Gh, und *Simionescu, V.* : **Metallische Buchsenlager mit Dünnbeschichtung aus einheimischem P6P-Polyamid und deren Verhalten als Gleitlager**

Construcţia de Maşini 23(1971). H. 1, S. 19—29

DK 621.9.047/.048

Mincă, M. und *Petrescu, B. Gh.* : **Anwendung der Ultraschall wellen in flüssigen Medien (Elektrolyt) bei der elektrochemischen Bearbeitung von Werkstoffen im Hinblick auf die Steigerung der Produktivität und Glättung der bearbeiteten Flächen**

Construcţia de Maşini 23 (1971) H. 1. S. 29—34

DK 621:658.5

Moga, Al. : **Gegenwärtige Probleme der industriellen Produktionstätigkeit**

Construcţia de Maşini 23 (1971) H. 1. S 34—37

DK 631:658.562

Moţoiu, R. : **Anwendung der Theorie und Fertigkeit in der Maschinenbauindustrie.**

Construcţia de Maşini 23(1971),H.1, S. 37—43

DK 621.165—253.5:536.24

Pimsner, V. und *Mărăcineanu, I.* : **Wärmeübertragung durch das fixe Schaufelnetz bei Impulsturbinen**

Construcţia de Maşini 23(1971),H.1, S. 43—47

DK 621—422.2 : 534.113

Raicu, A. : **Qualitative Aspekte der Stangenschwingung im Verhältnis zum veränderlichen Abstand zwischen den Stützen**

Construcţia de Maşini 23(1971) H. 1, S 48—50

DK 621.979(09)

Tureac, I. : **Erwägungen in bezug auf die Modernisierung der Maschinenpressen**

Construcţia de Maşini 23 (1971) H. 1, S. 51—54

DK 621.224.35 :621.791(498)

Voia, I. und *Voia, Iulia* : **Verwendung der geschweissten Konstruktionen bei den, in der Sozialistischen Republik Rumänien gebauten Wasserturbinen, Typ Kaplan**

Construcţia de Maşini 23(1971) ,H.1,S. 55—59

CONTENTS

DC 621-253.5.001.5:621-55

Benche, V. and *Benche Lidia* : **Static functional features of the control elements of nozzle-blade type.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr.1 ,p. 2-8

DC 629.114.4.011.11

Ciurea, El. : **Calculation of lorry frames**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr.1 ,p. 8-12

DC 621.9.025.1

Gheghea I. : **Determination of the shape of profiled disk cutters.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr.1 ,p. 13-16

DC 621.81:669-418

Ignat, V. **Considerations on the fabrication of parts from semi-manufactured tapes.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr.1, p. 16-18

DC 621.822.725:621.822.5:678.029.66

Manea Gh. and *Simionescu, V.* : **Metallic bushings with a thin coating of Romanian-made polyamide (P6P) and their behaviour when used as journal bearings.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr.1, p- 19-29

DC 621.9.047/.048

Mincă M. and *Petrescu B. Gh.* : **Utilization of ultra-sonic waves in fluid media (electrolyte) in electrochemical processing of materials with a view of increasing productivity and smooth surfaces.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr.1, p. 29-34

DC 621 : 658.5

Moga, Al. : **Present problems of industrial production**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 1, p. 34-37

DC 621 :658.562

Moţoiu, R. : **The application of the theory of fiability in machine building**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 1, p. 37-43

DC 621.165-253.5 : 536.24

Pimsner, V. and *Mărăcineanu, I* : **Heat transmission by a fixed system of blades in impulse turbines.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 1, p. 43-47

DC 621-422.2 : 534.113

Raicu, A. : **Qualitative aspects of the vibrations occurring in a free beam with variable distances between the supports.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 1, p. 48-50

DC 621.979 09)

Tureac, I. : **Considerations on the modernization of mechanical presses.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 1, p. 51-54

DC 621.224.35 :621.791(498)

Voia, I. and *Voia Iulia* : **Utilization of welded constructions in Kaplan turbines turned out in the Socialist Republic of Romania.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 1, p. 55-59

SOMMAIRE

CD 621-253.5.001.5 : 621-55

Benche, V. et *Benche Lidia*: **Les caractéristiques fonctionnelles statiques des éléments de commande appartenant au type ajutage-palette.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 2-8

CD 629.114.4.011.11

Ciurea, El : **Le calcul du cadre des camions-automobiles.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 8-12

CD 621.9.025.1

Gheghea, I : **La détermination du profil des outils-disques profilés.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 13-16

CD 621.81 : 669-418

Ignat, V. : **Considérations sur l'exécution des pièces à l'aide des demi-produits plats (tôle-bande).**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 16-18

CD 621.822.725. :621.822.5 : 678.029.66

Manea, Gh. et *Simionescu, V.* : **Douilles métalliques à revêtement mince en polyamide indigène P6P et leur comportement comme paliers à glissement**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 19-29

CD 621.9.047.048

Mincă, M. et *Petrescu, B. Gh.* : **L'empoi des ondes ultrasonores dans les milieux liquides (électrolyte) pour l'usinage électrochimique des matériaux, dans le but d'augmenter la productivité et de réaliser le lissage des surfaces usinées.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 29-34

CD 621 :658.5

Moga, Al. : **Problèmes actuels de la production industrielle.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 34-37

CD 621 :658.562

Moţoiu, R. : **L'application de la théorie de la fiabilité dans la construction mécanique.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 37-43

CD 621.165-253.5 : 536.24

Pimsner V. et *Mărăcineanu, I.* : **Le transfert de la chaleur à travers le réseau fixe des aubes, dans le cas de la turbine à impulsions.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 43-47

CD 621-422.2 : 534.113

Raicu, A. : **Aspects qualitatifs des vibrations de la barre lorsque la distance entre les appuis est variable.**

Construcţia de Maşini 23(1971). no. 1, p. 48-50

CD 621.979 (09)

Tureac, I. : **Considérations sur la modernisation des presses mécaniques.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 51-54

CD 621.224.35:621.791(498)

Voia, I. et *Voia Iulia* : **L'utilisation des constructions soudées à l'exécution des turbines hydrauliques de type Kaplan,en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 1, p. 55-59

Prof. Ing. Ion Grosu

Revista noastră are adînca durere de a anunța încetarea din viață a profesorului inginer Ion Grosu, membru al comitetului de redacție al revistei Construcția de Mașini.

Născut la 20 octombrie 1901, într-o familie de țărani săraci, Ion Grosu urmează cursurile Facultății de Matematică și ale Școlii politehnice din București pe care a absolvit-o în 1931.

De la absolvire pînă în 1947, inginerul Ion Grosu activează în fostele uzine I.A.R din Brașov, începînd ca inginer la serviciul de studii și terminînd ca director general al acestor uzine.

Înalta sa pregătire profesională a fost fructificată în diferite sarcini din cadrul M.I.C.M., printre care aceea de director general al direcției tehnice, precum și în învățămîntul tehnic superior. Deosebitele sale cunoștințe teoretice s-au îmbinat armonios cu marea sa experiență practică din domeniul construcțiilor de mașini.

Specialist de înaltă calificare în acest domeniu, inginerul Ion Grosu a fost chemat să predea din anul 1948 cursul de calculul și construcția avioanelor la Institutul politehnic din București.

Profesorul inginer Ion Grosu s-a dăruit în întregime, cu pasiune și cu abnegație, tuturor activităților de mare răspundere pe care le-a condus.

Împărtășirea cunoștințelor și experienței sale a fost o preocupare permanentă pentru el.

Trăsătura sa caracteristică a fost aceea de promovare a noului în industrie, de încurajare a activităților de cercetare și dezvoltare în vederea introducerii tehnicii noi.

O valoroasă activitate a depus și în cadrul conducerii CNIT și în special ca președinte al secției de construcții de mașini.

Patriot luminat, profesorul inginer Ion Grosu și-a dedicat întreaga sa carieră și întreaga sa viață binelui poporului, din mijlocul căruia s-a ridicat.

Profesorul Ion Grosu și-a găsit întotdeauna timp, pînă în ultimele clipe ale vieții sale, să ajute și să îndrumeze și activitatea comitetului nostru de redacție.

Acceptînd cu greu inevitabila sa pierdere în plină activitate creatoare, membrii comitetului de redacție al revistei Construcția de Mașini vor păstra o neștearsă amintire aceluia care a fost un neprețuit colaborator, un strălucit reprezentant al truditorilor din marea familie a constructorilor de mașini, a colegului generos și luminat, a omului deplin și adevărat care a fost profesorul inginer Ion Grosu.

COMITETUL DE REDACȚIE

SZ 621-253.5.001.5 : 621-55

Caracteristicile funcționale statice ale elementelor de comandă de tipul ajutaj-paletă

Ing. Victor BENCHE – șef lucrări Institutul politehnic-Brașov
Ing. Lidia BENCHE – șef lucrări Institutul politehnic-Brașov

Simplitatea constructivă, avantajele legate de absența contactului dintre suprafețele metalice în mișcare relativă ș. a. au determinat numeroasele utilizări ale dispozitivelor de tip ajutaj-paletă pentru comanda elementelor de execuție cu acțiune proporțională, în sistemele de urmărire hidraulice ale mașinilor-unelte (servind drept traductoare) sau în combinație cu elemente de comandă de tip sertăraș, acestea din urmă constituind un al doilea etaj de amplificare (amplicfiatoare hidraulice de putere).

Paleta poate fi plană, conică, sferică. La mașinile-unelte de copiat se folosesc de cele mai multe ori scheme pneumatice cu acționarea mecanică a paletei de la degetul de copiat; la aceste traductoare, șablonul însuși servește adeseori drept paletă.

În figura 1 este prezentată schema de principiu a unui sistem de urmărire cu element de comandă de tip ajutaj-paletă. O parte din fluidul destinat alimentării distribuitorului D_s trece prin două drosele, din care unul cu secțiunea constantă *1*, iar celălalt reglabil, format din ajutajul *2* și paleta *3*. Presiunea din camera *4* este reglată cu ajutorul paletei, comandată de către traductorul electromagnetic *5*, sau cu ajutorul unor dispozitive mecanice, care modifică rezistența hidraulică a droselului variabil. Presiunea lichidului din camera *4* este funcție de poziția paletei față de ajutaj, și, ca urmare, se obține o proporționalitate între deplasarea pistonului sertărașului distribuitor *6* și rezistența reglabilă a droselului și deci o proporționalitate aproximativă a debitului de lichid dirijat spre motorul hidrostatic M_H. În consecință, dacă se realizează o variație a droselului ajutaj-paletă, în concordanță cu eroarea sistemului de urmărire, se poate asigura urmărirea cu o amplificare importantă a puterii. Un asemenea dispozitiv cu două trepte constituie deci un amplificator cu două trepte în circuit închis.

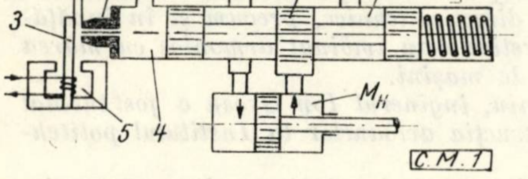


Fig. 1. Schema de principiu a unui sistem de urmărire cu element de comandă de tip ajutaj-paletă.

Droselul variabil ajutaj-paletă reprezintă un ansamblu de trei rezistențe hidraulice locale (fig. 2). Prima, nereglabilă, este constituită de ajutajul de diametru 2 r_0 și lungimea l.

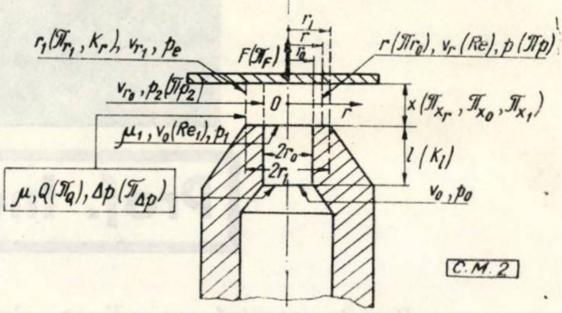

z
r_1
r
r_0
$r_1(\Pi_{r_1}, K_r), v_{r_1}, p_e$
$F(\Pi_F)$
$r(\Pi_{r_0}), v_r(Re), p(\Pi_p)$
$v_{r_0}, p_2(\Pi_{p_2})$
0
r
$x(\Pi_{x_r}, \Pi_{x_0}, \Pi_{x_1})$
$\mu_1, v_0(Re_1), p_1$
$2r_0$
$2r_1$
$l(K_l)$
$\mu, Q(\Pi_Q), \Delta p(\Pi_{\Delta p})$
v_0, p_0
C.M.2

Fig. 2. Droselul variabil ajutaj-paletă (simboluri și notații).

A doua este determinată de modificarea direcției de curgere a curentului de fluid provenit din ajutaj, cu 90 °, în fanta inelară dintre capătul ajutajului și paletă. A treia, reglabilă, se formează în jocul inelar; ea este dependentă de deplasarea x a paletei.

Pentru definirea caracteristicilor funcționale în regim permanent și dinamic ale elementelor de comandă de tip ajutaj-paletă, literatura de specialitate pune la dispoziția cercetătorilor lucrări de natură aproape exclusiv experimentală [5, 8, 10]. Datele experimentale obținute în acest mod limitează studiul la limitele admise pentru căderea de presiune, natura fluidului utilizat (ulei și aer) ș. a.

Expresiile analitice ale caracteristicilor statice (debit presiune-deplasare) sînt obținute pe baza unor modele electrice echivalente, după analogia electrohidrodinamică, în care se consideră $i \sim Q$ și $U \sim p$ [3, 4, 6]. Ele oferă o bază pentru aprecierea comparativă, calitativă, a diverselor realizări constructive și permit abordarea unor studii aplicative, concrete. În ceea ce privește însă considerarea rezultatelor unor calcule numerice, bazate pe aceste relații, trebuie păstrată o rezervă privind exactitatea lor, legată de ipotezele simplificatoare admise (se consideră că fluidul este incompresibil, iar viscozitatea lui nu are nici o influenţă asupra relaţiilor studiate).

Datorită impedimentelor mai sus semnalate, cunoaşterea mai exactă a caracteristicilor funcţionale ale elementelor de comandă de tipul ajutaj-paletă, adaptarea sau elaborarea unor construcţii noi, speciale, se fac cu greutate. Cîmpul tot mai larg de utilizare a acestor dispozitive şi perfecţionarea lor constructivă impun necesitatea existenţei unei teorii unitare, generalizate, a unor metode analitice suficient de exacte şi justificate, care să permită abordarea problemelor legate de proiectarea, construcţia şi utilizarea lor, cu mai multă uşurinţă, siguranţă şi precizie. Lucrarea de faţă se înscrie pe linia acestui efort.

Se utilizează următoarele simboluri şi notaţii (se urmăreşte şi fig. 2);

r_0, r_1, r — razele: interioară, exterioară şi curentă ($r_0 \leqslant r \leqslant r_1$) ale ajutajului;

$\pi_{r_0} = \frac{r}{r_0}, \pi_{r_1} = \frac{r_1}{r}$ — raze relative curente ale ajutajului:

$K_r = \frac{r_1}{r_0}$ — raza exterioară relativă a ajutajului;

l — lungimea ajutajului;

$K_l = \frac{l}{2\,r_0}$ — lungimea relativă a ajutajului;

x — deplasarea paletei faţă de capătul ajutajului;

$\pi_{xr} = \frac{x}{r}, \pi_{x_0} = \frac{2\,x}{r_c}$,

$\pi_{x_1} = \frac{x}{10\,r_1}$ — deplasări relative ale paletei;

p_0 — presiunea agentului fluid la intrarea în ajutaj;

p_1 — presiunea agentului fluid la ieşirea din ajutaj (în secţiunea πr_0^2);

p_2 — presiunea agentului fluid la ieşirea din fanta circulară de secţiune $2\,\pi r_0 x$;

p — presiunea curentă în fanta dintre ajutaj şi paletă;

p_e — presiunea exterioară;

$\Delta p = p_0 - p_e$ — căderea de presiune în dispozitivul ajutaj-paletă;

ρ — masa specifică a fluidului;

ν — coeficientul de viscozitate cinematică a fluidului;

$\pi_p = \frac{p - p_e}{\rho\,\nu^2}\,x^2\,\pi_{x_1}^2$ — presiunea curentă adimensională (pentru $p = p_2$ se notează $\pi_p = \pi_{p_2}$, iar pentru $p = p_0$, $\pi_p = \pi_{\Delta p}$);

Q — debitul de fluid prin elementul de comandă;

$\pi_Q = \frac{Q}{\pi\,\nu\,x}\,\pi_{x_1}^2$ — debitul adimensional;

F — forţa de acţiune a jetului fluid asupra paletei;

$\pi_F = \frac{F}{\pi\,\rho\,\nu^2}\,\pi_{x_1}^2\,\pi_{x_0}^2$ — forţa adimensională;

v_0 — viteza în ajutaj;

v_{r_0} — viteza la intrarea în fanta inelară (în secţiunea $2\,\pi\,r_0\,x$);

v_r — valoarea curentă a componentei radiale a vitezei curentului de fluid;

v_z — valoarea curentă a componentei axiale a vitezei curentului de fluid;

v_{r_1} — viteza la ieşirea din dispozitiv, în secţiunea $2\,\pi\,r_1\,x$;

$\mu_1 = \frac{Q}{\pi\,r_0^2\sqrt{\frac{2\,(p_0 - p_1)}{\rho}}}$ — coeficientul de debit al ajutajului;

$\mu = \frac{Q}{2\pi r_1 x\sqrt{\frac{2(p_0 - p_e)}{\rho}}}$ — coeficientul de debit al dispozitivului ajutaj-paletă;

$\mathrm{Re}_1 = \frac{r_0\,v_0}{\nu}$ — numărul Reynolds corespunzător curgerii prin ajutaj;

$\mathrm{Re} = \frac{r v_r}{\nu}$ — numărul Reynolds corespunzător curgerii prin fantă.

Studiul mişcării permanente a fluidului vîscos şi incompresibil prin fanta inelară, formată între capătul ajutajului şi paletă. Curgerea este axial-simetrică. Se adoptă sistemul cilindric de coordonate (r, z), arătat înfigura 2. Mişcarea este definită prin ecuaţia continuităţii:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

şi ecuaţiile Navier-Stokes:

$$\begin{aligned} v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} + \\ &+ \nu\left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2}\right), \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial z_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \\ &+ \nu\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial v_z}{\partial z}\right). \end{aligned} \tag{3}$$

Distribuţia presiunii:

$$p(r, z) = \overline{p}(r) + \widetilde{p}(r, z),$$

unde $\widetilde{p} \ll \overline{p}$. pentru valori x mici şi prin urmare;

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial(\overline{p} + \widetilde{p})}{\partial r} \approx \frac{d\overline{p}}{dr}, \tag{4}$$

iar:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \widetilde{p}}{\partial z}.$$

Prin urmare, distribuţia presiunii medii $\overline{p} = \overline{p}(r)$ şi cîmpul de viteze $v_r = v_r(r, z)$ şi şi $v_z = v_z(r, z)$ în fanta inelară sînt exprimate prin ecuaţiile (1), (2) şi (4), avînd condiţiile la limită:

$$\begin{aligned} v_r(r, 0) &= 0 \qquad v_z(r, 0) = 0 \\ v_r(r, x) &= 0 \qquad v_z(r, x) = 0, \end{aligned} \tag{5}$$

$$\int_0^x v_r \, \mathrm{d}z = \frac{Q}{2\pi r}, \tag{6}$$

$$\overline{p}(r_1) = p_e. \tag{7}$$

Se poate obţine o imagine a mişcării teoretice utilizînd funcţia de curent $\psi = \psi(r, z)$:

$$\left(\frac{\partial \psi}{\partial z}\right)\left(\frac{\partial^3 \psi}{\partial z^2 \partial r} - \frac{2}{r}\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2}\right) - \left(\frac{\partial \psi}{\partial r}\right)\left(\frac{\partial^3 \psi}{\partial z^3}\right) = r\nu\left(\frac{\partial^4 \psi}{\partial z^4} + \frac{\partial^4 \psi}{\partial z^2 \partial r^2} - \frac{1}{r}\frac{\partial^3 \psi}{\partial z^2 \partial r}\right), \tag{8}$$

relaţiile care determină cîmpul de viteze pe baza funcţiei de curent:

$$v_r = \frac{1}{r}\frac{\partial \psi}{\partial z}, \quad v_z = -\frac{1}{r}\frac{\partial \psi}{\partial r} \tag{9}$$

şi ecuaţia care exprimă cîmpul presiunii medii pe baza cîmpului de viteză:

$$\frac{1}{\rho}\frac{\mathrm{d}\overline{p}}{\mathrm{d}r} = -v_r\frac{\partial v_r}{\partial r} - v_z\frac{\partial v_r}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2}\right). \tag{10}$$

La rezolvarea ecuaţiei (8), cu considerarea relaţiilor (9), este necesară utilizarea condiţiilor la limită (5) şi (6), iar la integrarea ecuaţiei (10), condiţia (7).

Funcţia de curent poate fi dezvoltată în serie [9]:

$$\psi(r, z) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{a_k(z)}{r^{k-1}}. \tag{11}$$

Utilizînd expresia (11) în ecuaţia (8) şi ţinînd cont de (9), se obţine:

$$\begin{aligned} &-\frac{2}{r^2} a_1' a_1'' - \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2}{r^{i+2}} \left\{\sum_{k=1}^{i+1} a_k' a_{i-k+2}''\right\} - \\ &- \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{r^{i+2}} \left\{\sum_{k=1}^{i} (i-k+1)(a_k' a_{i-k+2}'' - a_k''' a_{i-k+2})\right\} = \\ &= \nu\left\{\sum_{i=1}^{\infty} \frac{i(i+2)}{r^{i+2}} a_{i+1}'' + \frac{a_1^{\mathrm{IV}}}{r^{\circ}} + \frac{a_2^{\mathrm{IV}}}{r} + \frac{a_3^{\mathrm{IV}}}{r^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{a_{i+3}^{\mathrm{IV}}}{r^{i+2}}\right\}, \end{aligned} \tag{12}$$

$$v_r = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{a_k'(z)}{r^k}, \quad v_z = \sum_{k=1}^{\infty} (k-1) \frac{a_k(z)}{r^{k+1}}. \tag{13}$$

Egalînd termenii conţinînd aceleaşi puteri ale lui r, se obţine un sistem de ecuaţii diferenţiale:

$$a_1^{\mathrm{IV}} = 0, \quad a_2^{\mathrm{IV}} = 0,$$

$$a_3^{\mathrm{IV}} = -\frac{2}{\nu} a_1' a_1'', \quad a_{i+3}^{\mathrm{IV}} = -\frac{2}{\nu} \sum_{k=1}^{i+1} a_k' a_{i-k+2}'' \tag{14}$$

Se integrează aceste ecuaţii, iar constantele se determină din condiţiile (5) şi (6). Introducînd funcţiile $a_k = a_k(z)$ obţinute în (13), se stabileşte distribuţia vitezei. Se observă că pentru valorile k pare $a_k = 0$.

Se fac notaţiile:

$$\begin{aligned} V_z &= \frac{v_z}{6\, v_{0x}\, \pi_{zx}(1 - \pi_{zx})} \cdot \frac{35}{\mathrm{Re}_x} \cdot \left(\frac{1}{\pi_{xr}}\right)^2 \frac{1}{\pi_{zx}}, \\ V_r &= \left[\frac{v_r}{6\, v_{0x}\, \pi_{zx}(1 - \pi_{zx})} - 1\right] \frac{35}{\mathrm{Re}_x} \cdot \frac{1}{\pi_{xr}}, \\ \pi_{zx} &= \frac{z}{x}, \quad \mathrm{Re}_x = \frac{x\, v_{0x}}{\nu}, \quad v_{0x} = \frac{Q}{2\pi r x}. \end{aligned} \tag{15}$$

Într-o primă aproximaţie ($k = 1$):

$$V_z = 0, \quad V_r = 0. \tag{16}$$

Într-a doua aproximaţie ($k = 3$):

$$\begin{aligned} V_z &= (1 - \pi_{zx})(1 - 2\pi_{zx})(\pi_{zx}^2 - \pi_{zx} - 1), \\ V_r &= 7\left(\pi_{zx}^4 - 2\pi_{zx}^3 + \frac{1}{2}\pi_{zx}^2 + \frac{1}{2}\pi_{zx} - \frac{1}{7}\right). \end{aligned} \tag{17}$$

Într-a treia aproximaţie ($k = 5$):

$$\begin{aligned} V_z &= (1 - \pi_{zx})(1 - 2\pi_{zx})(\pi_{zx}^2 - \pi_{zx} - 1) + \\ &+ \pi_{xr}^2 \frac{1}{1 - \pi_{zx}}\left(\frac{4}{9}\pi_{zx}^7 - 2\pi_{zx}^6 + \frac{8}{3}\pi_{zx}^5 - \frac{12}{5}\pi_{zx}^3 + \right. \\ &\left. + \frac{4}{3}\pi_{zx}^2 + \frac{256}{15}\pi_{zx} - \frac{16}{5}\right) - \pi_{xr}\frac{\mathrm{Re}_x}{1 - \pi_{zx}}\left(\frac{32}{55}\pi_{zx}^9 - \right. \\ &- \frac{16}{5}\pi_{zx}^8 + \frac{19}{3}\pi_{zx}^7 - \frac{9}{2}\pi_{zx}^6 - \frac{48}{35}\pi_{zx}^5 + \frac{17}{5}\pi_{zx}^4 - \\ &\left. - \frac{6}{5}\pi_{zx}^3 - \frac{26}{231}\pi_{zx} + \frac{53}{770}\right), \\ V_r &= 7\left(\pi_{zx}^4 - 2\pi_{zx}^3 + \frac{1}{2}\pi_{zx}^2 + \frac{1}{2}\pi_{zx} - \frac{1}{7}\right) + \\ &+ \pi_{xr}^2 \frac{1}{1 - \pi_{zx}}\left(\pi_{zx}^7 - 4\pi_{zx}^6 + \frac{14}{3}\pi_{zx}^5 - 3\pi_{zx}^3 + \right. \\ &\left. + \frac{4}{3}\pi_{zx}^2 + \frac{64}{5}\pi_{zx} - \frac{8}{5}\right) - \pi_{xr}\frac{\mathrm{Re}_x}{1 - \pi_{zx}}\left(\frac{8}{5}\pi_{zx}^9 - \right. \\ &- 8\pi_{zx}^8 + \frac{54}{7}\pi_{zx}^7 - 9\pi_{zx}^6 - \frac{12}{5}\pi_{zx}^5 + \frac{51}{10}\pi_{zx}^4 - \\ &\left. - \frac{3}{2}\pi_{zx}^3 - \frac{13}{154}\pi_{zx} + \frac{53}{1540}\right). \end{aligned} \tag{18}$$

Utilizînd relaţiile (10), (16), (17), (18) şi condiţia (7), se poate obţine distribuţia presiunii, cu variabile adimensionale :

într-o primă aproximaţie :

$$\pi_p = 6\pi_Q \ln \pi_{r_1} - 12{,}5\, \pi_Q^2 (\pi_{r_1}^2 - 1)\,; \qquad (19)$$

— într-a doua aproximaţie :

$$\pi_p = 6\, \pi_Q \ln \pi_{r_1} - 16{,}78\, \pi_Q^2 (\pi_{r_1}^2 - 1)\,; \qquad (20)$$

— într-a treia aproximaţie :

$$\pi'_p = 6\, \pi_Q \ln \pi_{r_1} - 16{,}78\, \pi_Q^2 (\pi_{r_1}^2 - 1) -$$

$$- 14{,}2\, \pi_Q^2\, \pi_{x_1}^2 (\pi_{r_1}^4 - 1) - 3{,}67\, \pi_Q^3 (\pi_{r_1}^4 - 1). \qquad (21)$$

Dacă se face abstracţie de viscozitatea fluidului :

$$\pi_p = - 12{,}5\, \pi_Q^2 (\pi_{r_1}^2 - 1). \qquad (22)$$

Dacă se consideră viscozitatea, dar se face abstracţie de termenul inerţial din ecuaţia mişcării :

$$\pi_p = 6\, \pi_Q \ln \pi_{r_1}. \qquad (23)$$

Formula (23), cu variabile adimensionale, este reductibilă la o formulă din lucrarea [2]. În lucrarea [7], Mc. Ginn obţine o formulă care, pusă sub formă criterială, cu notaţiile proprii utilizate în prezenta lucrare, are aspectul :

$$\pi_p = 6\, \pi_Q \ln \pi_{r_1} - 19{,}3\, \pi_Q^2 (\pi_{r_1}^2 - 1), \qquad (24)$$

ceea ce ar reprezenta în mod aproximativ o combinaţie liniară a expresiilor (22) şi (23) şi exprimă o lege parabolică de distribuţie a componentei radiale a vitezei fluidului.

Rezolvarea acestei probleme, dată în [10], corespunde primei aproximaţii (19).

În figura 3 sînt construite distribuţiile presiunii pe paletă, obţinute prin utilizarea formulelor (19)—(24), pentru a fi comparate cu cea determinată pe cale experimentală în [7]. Analizînd această figură, se pot trage următoarele concluzii :

1. Relaţiile (22) şi (23) nu oferă o imagine exactă a distribuţiei presiunii : conform acestor formule, curbele *1* şi *2* nu se suprapun peste cele experimentale.

2. Formula Mc. Ginn de structură semiempirică (24) exprimă o distribuţie a presiunii apropiată de datele experimentale (curbele *3*).

3. Formulele (19), (20), (21) (curbele *4*, *5*, şi *6*) exprimă suficient de exact distribuţia presiunii. Concordanţa cu datele experimentale este cu atît mai mare cu cît se consideră un număr mai mare de termeni din serie. Este recomandabilă utilizarea formulei (21) pentru construirea caracteristicilor statice (de debit şi forţă) ale elementelor de comandă de tipul ajutaj-paletă.

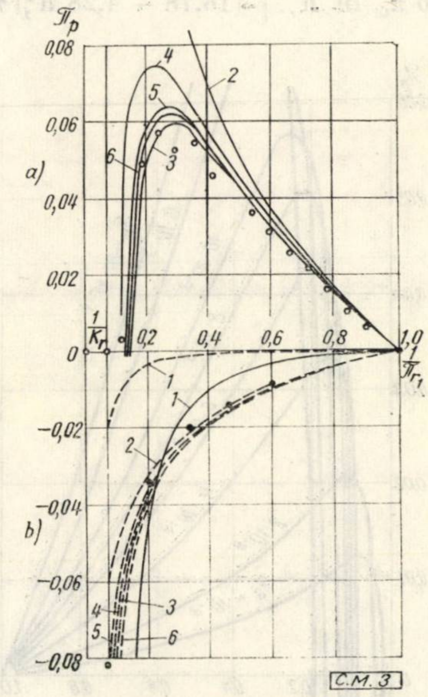


Fig. 3. Distribuţiile presiunii pe paletă, construite după formulele (19)—(24) :

a) $Q = 36{,}4$ cm ^{3}/s. $x = 0{,}357$ mm; $t = 12$ °C. o – puncte experimentale; – distribuţia calculată a presiunii :

b) $Q = 9{,}61$ cm^3/s; $x = 0{,}357$ mm; $t = 14$°C; o—puncte experimentale; —— distribuţia calculată a presiunii.

În figura 4 este reprezentată familia de curbe $\pi_p = \pi_p(\pi_{r_1})\, \pi_Q$ obţinute prin utilizarea formulei (21).

Caracteristica de debit. Se admite că pierderile hidraulice din ajutaj şi cele provocate de schimbarea direcţiei de curgere sînt neglijabile şi deci :

$$p_2 = p_0 - \frac{\rho}{2}\, \overline{v}_{r_0}^2, \qquad (25)$$

în care :

$$\overline{v}_{r_0} = \frac{1}{x} \int_0^x v_{r_0}\, \mathrm{d}z = \frac{Q}{2\pi x r_0} \qquad (26)$$

Cu parametri adimensionali :

$$\pi_{p_2} = \pi_{\Delta p} - 12{,}5\, K_r^2\, \pi_Q^2. \qquad (27)$$

Utilizînd formulele (19), (20), (21) pentru $r = r_0$ adică făcînd $\pi_{r_1} = K_r$ şi $\pi_p = \pi_{p_2}$ (formula 27) , se obţine caracteristica de debit a elementului de comandă de tipul ajutaj-paletă:

— în primă aproximaţie:

$$\pi_{\Delta p} = 6\,\pi_Q \ln K_r + 12{,}5\,\pi_Q{}^2; \qquad (28)$$

— într-a doua aproxmaţie:

$$\pi_{\Delta p} = 6\,\pi_Q \ln K_r + (16{,}78 - 4{,}28\,K_j^2)\,\pi_r^2; \quad (29)$$

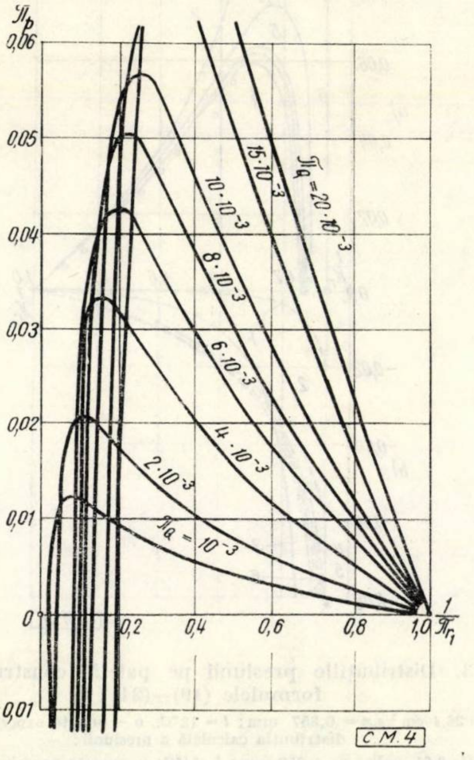


Fig. 4. Distribuţia presiunii pe paletă $\pi_p\,(\pi r_1)_{\pi_Q}$

— într-a treia aproximaţie:

$$\pi_{\Delta p} = 6\,\pi_Q \ln K_r + (16{,}78 - 4{,}28\,K_r^2)\,\pi_Q^2 - $$
$$- 14{,}2\,\pi_Q^2\,\pi_{x_1}^2\,(K_r^4 - 1) - 3{,}67\pi_Q^3\,(K_r^4 - 2). \quad (30)$$

Dacă se admite ipoteza $v_z = 0,\ \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$, din ecuaţiile (1)—(3) rezultă:

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{v^2}{r^3} + \frac{\nu}{r}\frac{\mathrm{d}^2 v}{\mathrm{d}z^2}. \qquad (31)$$

Ipoteza curgerii radiale a fluidului sub paletă, cu componenta $v_z = 0$, conduce la următoarea imagine a mişcării:

$$v_r = \frac{3}{2}\,\frac{Q}{2\,\pi\,x\,r_0}\,\frac{1}{\pi_{r_0}}\,(1 - 4\,\pi_{zx}^2), \qquad (32)$$

$$\overline{v}_r = \frac{1}{x}\int_{-\frac{x}{2}}^{+\frac{x}{2}} v_r\,\mathrm{d}z = \frac{Q}{2\pi r x}, \qquad (33)$$

$$p = p_e - \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q}{2\,\pi\,r_0\,x}\right)^2\left(\frac{1}{\pi_{z_0}^2} - \frac{1}{K_r^2} - \frac{96 \ln \frac{K_r}{\pi_{r_0}}}{\pi_{x_0}^2\,\mathrm{Re}}\right) \qquad (34)$$

sau:

$$p = p_2 + \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q}{2\,\pi\,r_0\,x}\right)^2\left(1 - \frac{1}{\pi_{r_0}^2} - \frac{96 \ln \pi_{r_0}}{\mathrm{Re}\,\pi_{x_0}^2}\right). \quad (35)$$

Caracteristicile funcţionale statice, în regim permanent, $Q = Q\,(\Delta p,\ x)$, $F = F(\Delta p,\ x)$ pot fi exprimate prin relaţiile:

$$Q = \mu\,2\,\pi\,r_1\,x\sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho}}, \qquad (36)$$

$$F = \pi\,r_0^2\,\rho\,v_0^2 + \pi\,r_0^2\,(p_1 - p_e) + 2\,\pi\int_{r_0}^{r_1}(p - p_e)\,r\mathrm{d}r. \qquad (37)$$

Analizînd relaţiile (32)—(35), se pot trage următoarele concluzii:

1. Prin neglijarea viscozităţii ($\nu = 0$) soluţia găsită se transformă în cea corespunzătoare pentru curgerea teoretică.

2. Curgerea în difuzorul de tipul studiat se desfăşoară în cazul general în contra gradientului presiunii, ca în difuzoarele plane obişnuite, iar distribuţia vitezei se supune legii parabolice, ca într-o curgere plan-paralelă.

3. Deosebirea dintre legea de distribuţie a presiunii obţinute (35) şi cea dată în lucrarea [2] constă în prezenţa termenului corespunzător curgerii teoretice şi, prin urmare, expresia obţinută este mai generală.

Pentru construcţia caracteristicii de debit (36) este necesară cunoaşterea dependenţei coeficientului de debit μ de parametrii dispozitivului şi lichidului. În formă criterială $\mu = \mu\,(\mathrm{Re}, \pi_{x_0}, K_r, K_e)$. În figura 5 este prezentată, sub formă grafică, relaţia $\mu = \mu\,(\mathrm{Re})$, cu π_{x_0} parametru, pentru $K_r = 1{,}4$, iar în figura 6 — $\mu = \mu\,(\pi_{x_0})$, pentru $\mathrm{Re} \geqslant 45 \cdot 10^3$, după datele experimentale din [10].

Pentru curgerea fluidului prin dispozitiv cu valori Re mici se poate neglija termenul inerţial din ecuaţiile Navier-Stokes, în care caz relaţia (31) devine:

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial p} = \nu\,\frac{\mathrm{d}\,v^2}{r\,\mathrm{d}\,z^2},$$

iar:

$$\Delta p = \frac{6\,\rho\,\nu\,Q \ln K_r}{\pi\,x^3}.$$

Prin urmare:

$$Q = \mu\,2\,\pi\,r_1\,x\sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho}},$$

în care $\mu = \frac{\pi_{x_0}^2}{K_r^2 \ln K_r}\,\frac{\mathrm{Re}}{96}$ (s-a admis $\mu_1 = 1$).

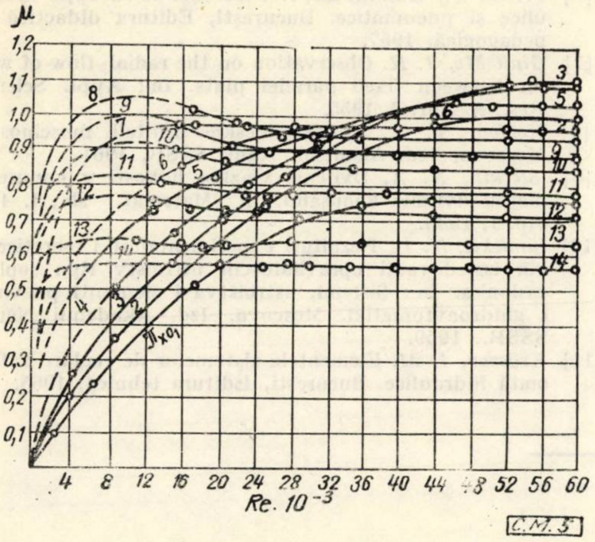


Fig. 5. Variaţia coeficientului de debit $\mu = \mu\,(\mathrm{Re})\,\pi_{x0}$. $\pi_{x01} = 0{,}0160$; $\pi_{x02} = 0{,}0213$; $\pi_{x03} = 0{,}0267$; $\pi_{x04} = 0{,}0533$; $\pi_{x05} = 0{,}0800$; $\pi_{x06} = 0{,}1067$; $\pi_{x07} = 0{,}1333$; $\pi_{x08} = 0{,}1867$; $\pi_{x09} = 0{,}2131$; $\pi_{x010} = 0{,}2667$ $\pi_{x011} = 0{,}4000$; $\pi_{x012} = 0{,}5333$; $\pi_{x013} = 0{,}8000$; $\pi_{x014} = 1{,}0667$.

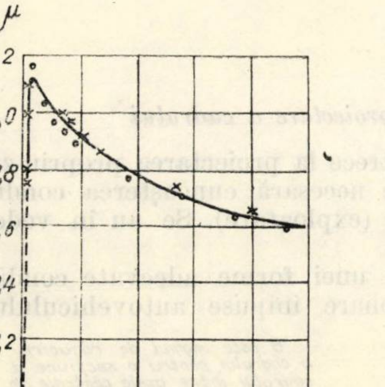


Fig.6. Variaţia coeficientului de debit $\mu = \mu(\pi_{x0})$ Re $\geqslant 45 \cdot 10^3$.

Caracteristica de forţă. Pentru construirea caracteristicii statice de forţă a elementului de comandă de tipul ajutaj-paletă se pun în relaţia (37) expresiile presiunii p_1 la ieşirea din ajutaj

$$p_1 = p_0 - \frac{\rho\, Q^2}{2\,(\pi\, r_0^2)^2}\,\frac{1}{\mu_1^2} \tag{38}$$

şi distribuţiei presiunii pe paletă (34). Se obţine o expresie adimensională originală:

$$\pi_F = 4\pi_{\Delta p} + 12\,(K_r^2 - 2\ln K_r - 1)\,\pi_Q - \\ -100\,K_r^2\left[\left(1 - \frac{1}{2\,\mu_1^2}\right)\pi_{x_0}^2 - \ln K_r - \frac{1}{2\,K_r^2} + \frac{1}{2}\right]\pi_\delta^2. \tag{39}$$

În figura 7 sînt prezentate caracteristicile statice – de debit $Q = Q\,(\Delta p, x)$ şi de forţă $F = F\,(\Delta p,\ x)$ – obţinute pe cale experimentală [10], ale unui element de comandă de tipul ajutaj-paletă avînd $r_0 = 0{,}75$ mm, $K_r = 1{,}4$*. Valorile debitului şi forţei calculate cu formulele (36) şi (39), în intervalul regimurilor de lucru ale dispozitivului, se găsesc pe curbele experimentale, confirmînd valabilitatea rezultatelor teoretice obţinute.

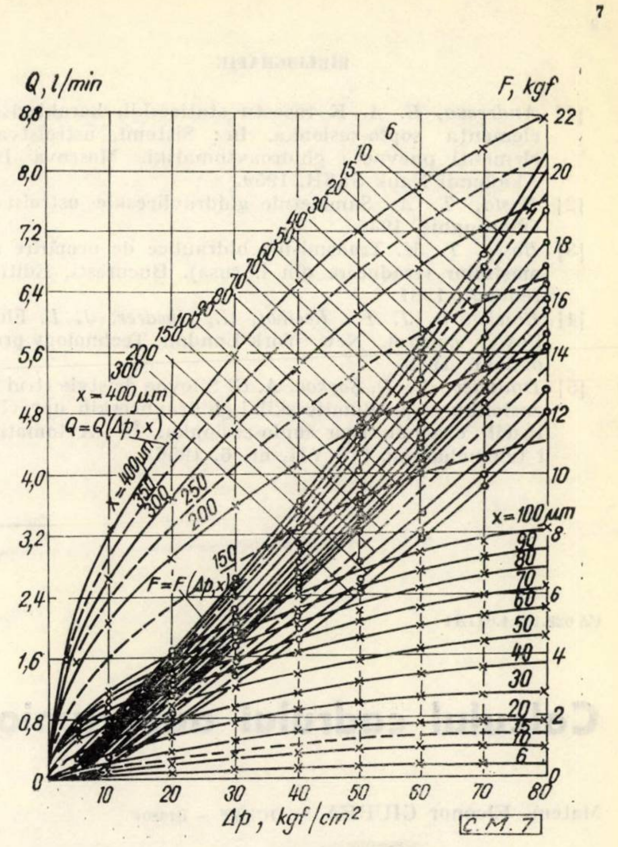


Fig. 7. Caracteristicile statice de debit $Q = Q\ (\Delta p,\ x)$ şi de forţă $F = F\,(\Delta p,\ x)$.

Pentru determinarea lui μ_1 s-a utilizat relaţia:

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda K_i}}, \tag{40}$$

obţinută din expresia pierderilor hidraulice din ajutaj după formula lui Weisbach, iar coeficientul λ a fost determinat cu formula lui Kármàn-Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg\,(\mathrm{Re}_1\sqrt{\lambda}) - 0{,}8.$$

În intervalul $5 \leqslant \Delta p \leqslant 80\left[\frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{cm}^2}\right]$, pentru $r_0 = 0{,}75$ mm, $\mu_1 = 0{,}80 \div 0{,}85$.

---

* Lichidul de lucru utilizat a fost petrol, $\gamma = 0{,}81$ gf/cm³, $t = 10-20$ °C.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Andreeva, E. A.* K rascetu staticeskih karakteristik elementa soplo-zaslonka. In : Sistemî, ustroistva i elementî pnevno i ghidroavtomatiki. Moscova Izd, Akademii Nauk SSSR, 1959.

[2] *Başta, T. A.* Samoletnîe ghidravliceskie ustroistva. Oboronghiz, 1946.

[3] *Başta, T. M.* Transmisiile hidraulice de urmărire ale maşinilor (traducere din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[4] *Blackburn, J. F., Reethof, G., Shearer, J. L.* Fluid Power control. New York-London, Technology press of MIT, 1960.

[5] *Dmitriev, V. I., Şaşkov, A. G.* Silovoe deistvie strui na zaslonku v pneumaticeskih i ghidravliceskih upravliaiuşcih organah tipa soplo-zaslonka. În : Avtomatika i telemehanika, t. XVII, nr. 6, 1956.

[6] *Florea, S., Dumitrache, I.* Elemente de execuţie hidraulice şi pneumatice. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[7] *Ginn Mc, J. H.* Observation on the radial flow of water between fixed parallel plats. In : Appl. Scient. Res., A_5, nr. 4, 1955.

[8] *Hohlov. V. A.* Ghidravliceskie usiliteli moşcinosti. Moscova, Izd. Akademii Nauk SSSR, 1961.

[9] *Slezkin, N. A.* Dvijenie viazkoi jidkosti v konuse i mejdu dvumia konusami. In : Matemat., sb., t. 42, vîp. 1, 1935.

[10] *Şumskii, N. P.* Rezultatî experimentalnîh i teoreticeskih issledovanii upravliaiuşcih ustroistv tipa soplo-zaslonka. In : Sistemî, ustroistva i elementî pnevmo i ghidroavtomatiki. Moscova, Izd. Akademii Nauk SSSR., 1959.

[11] *Krassov, I. M.* Elementele sistemelor de reglare automată hidraulice. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

* * *

CZ 629.114.4.011.11

Calculul cadrului autocamioanelor

Matem. Eleonor CIUREA – ICPAT – Braşov

Cea mai importantă funcţie a cadrului este aceea de a rezista la sarcina utilă. Tot de cadru se prinde echipamentul de structură al vehiculului. Proiectarea cadrului se referă la dispunerea şi dimensionarea elementelor componente, în scopul obţinerii unei structuri corespunzătoare din punct de vedere economic şi funcţional.

În figura 1 sînt ilustrate cele patru tipuri de solicitări care acţionează asupra cadrului, şi anume :

a) încovoierea verticală, care produce deformaţii verticale;

b) torsionarea, care cauzează rotaţia cadrului în jurul axei longitudinale centrale;

c) încovoierea axială şi laterală care provoacă aşa-zisa deformare în paralelogram;

d) torsionarea locală a lonjeroanelor individuale.

Solicitările care au o importanţă primordială sînt cele de încovoiere verticală şi de torsiune.

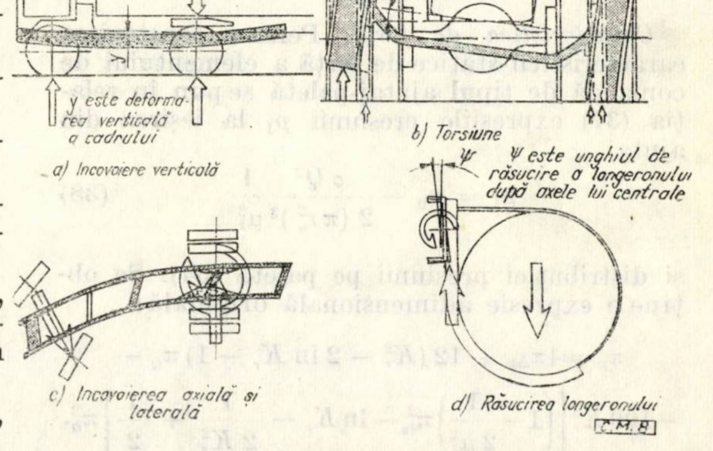
Lonjeronul este proiectat, în primul rînd, să reziste la solicitarea verticală. Forţele externe verticale sînt atît concentrate cît şi uniform repartizate.

Momentul încovoietor se află, destul de uşor, cu metoda clasică din rezistenţa materialelor, considerînd lonjeronul sprijinit pe două reazeme, axa faţă şi axa spate. Cele două reacţiuni sînt transmise cadrului prin intermediul suspensiei faţă şi spate.

Metodica de proiectare a cadrului

Pentru a se trece la proiectarea propriu-zisă a cadrului este necesară cunoaşterea condiţiilor funcţionale (exploatare). Se au în vedere următoarele :

1) elaborarea unei forme adecvate condiţiilor de funcţionare impuse autovehiculului;



θ este unghiul de răsucire a cadrului pentru o secţiune a cadrului între axele centrale ale axei din faţă şi spate
y este deformarea verticală a cadrului
y
a) Incovoiere verticală
b) Torsiune
ψ
ψ este unghiul de răsucire a longeronului după axele lui centrale
c) Incovoierea axială şi laterală
d) Răsucirea longeronului
C.M.B

Fig. 1. Modurile de solicitare.

2) analiza acţiunii solicitărilor externe :

3) determinarea forţelor interne sau a tensiunilor;

4) alegerea materialelor pe baza proprietăţilor mecanice sau economice;

5) stabilirea dimensiunilor finale în aşa fel încît să existe o corectă proporţie a ansamblurilor structurale şi a elementelor ce se prind de cadru.

Analiza teoretică a tensiunilor este metoda de bază utilizată în procesul de proiectare.

A. *Proiectarea iniţială a lonjeronului.* Tensiunea generală într-o grindă simplă solicitată vertical în centrul ei de forfecare este:

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x}; \tag{1}$$

unde:

σ_x este tensiunea în secţiunea x;
M_x — momentul încovoietor în secţiunea x;
W_x — modul de rezistenţă în secţiunea x.

Înainte de a determina dimensiunile secţiunii lonjeronului, valoarea tensiunii admisibile trebuie să fie stabilită.

Din valoarea tensiunii admisibile şi din teoria simplă a grinzii, dimensiunile secţiunii lonjeronului pot fi calculate.

Tensiunea admisibilă se stabileşte determinînd un coeficient de siguranţă γ faţă de limita de curgere. Acest coeficient ţine seama de şocuri şi se determină ţinînd seama de destinaţia vehiculului şi de caracteristicile lui. Alte condiţii care afectează tensiunea admisibilă sînt: solicitarea în afara centrului de forfecare, solicitarea nesimetrică, tensiunea remanentă şi calitatea suprafeţei.

Pentru compensarea acestor condiţii se alege iniţial factorul 1,75 [4].

Deci se obţine:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{1{,}75\gamma}; \tag{2}$$

unde:

γ este coeficient de şoc;
σ_a — tensiunea admisibilă;
σ_c — limita de curgere a materialului;

$$W = \frac{M}{\sigma_a}. \tag{3}$$

Şi de aici se pot determina dimensiunile secţiunii lonjeronului.

Un criteriu folosit pentru stabilirea dimensiunilor secţiunii longeronului este acela al stabilităţii secţiunii. Acest lucru se realizează cu ajutorul graficului din figura 2.

O lăţime a tălpii lonjeronului pentru un proiect optim este reprezentată prin intersecţia dintre linia orizontală a nivelului de curgere respectiv şi curba grosimii materialului. Această intersecţie este punctul de tranziţie între distrugerea materialului prin curgere şi distrugerea prin flambare [6].

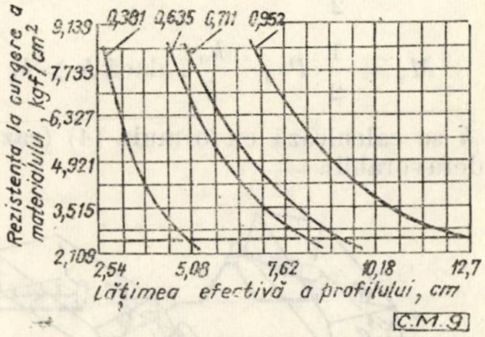


Fig. 2. Lăţimea efectivă a profilului, cm.

Graficul din figura 2 dă o estimare destul de bună a calculului de flambaj.

B. *Calculul cadrului la torsiune.* Se va analiza torsionarea datorită denivelărilor drumului.

Denivelarea minimă posibilă h, pentru care roata descărcată va pierde aderenţa, va fi (fig. 3) [5]:

a) două roţi opuse diagonal sînt ridicate:

$$h \geqslant P\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_a}\cdot\frac{e^2}{d^2} + \frac{1}{K}\,\frac{e^2}{4}\right); \tag{4}$$

b) o singură roată este ridicată:

$$h = P\frac{1}{C_{c_f}} + \frac{1}{C_{a_f}}\cdot\frac{e_f^2}{d_f^2} + e_f\left(\frac{1}{C_{cs}\ e_a} + \frac{e_s}{C_{as}\ d_s^2} + \right.$$
$$\left. + \frac{e_f}{2K}\right); \tag{5}$$

unde:

$$f_c = \frac{P}{C_c}; \quad f_a = \frac{P}{C_a}\cdot\frac{e}{d}; \quad \varphi = \frac{M_T}{K} = \frac{P\cdot e}{2}\cdot\frac{1}{K}.$$

S-au folosit următoarele notaţii:

f_c — aplatisarea cauciucului pentru sarcina pe roată;
f_a — diferenţa de aplatisare între arcul încărcat şi descărcat:
e — ecartamentul:
d — distanţa dintre arcuri;
C_c — rigiditatea anvelopei;
C_a — rigiditatea arcului;
M_T — momentul de torsiune;
P — reacţiunea solului asupra punţii;
φ — unghiul de răsucire;
K — rigiditatea la torsiune a cadrului.

Indicii f şi s au semnificaţia faţă respectiv spate. Dacă notăm cu h_0 mărirea valorii denivelării propuse peste care trece autovehiculul în timpul exploatării, avem:

$$M_T = \frac{1}{2} P \cdot e, \text{ dacă } h \leqslant h_0 \qquad (6)$$

$$M_T = \frac{1}{2} P \cdot_e \cdot \frac{h_0}{h}, \text{ dacă } h > h_0 \qquad (7)$$

unde h se calculează cu formula (4) (cazul cel mai defavorabil).

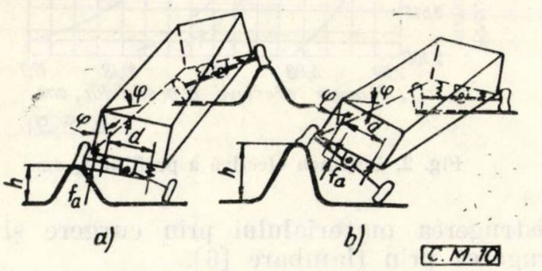


Fig. 3. Denivelarea maximă la un vehicul şi cazul limită la aderenţă a roţii din faţă, stînga.

Rigiditatea şi solicitarea cadrului

Cadrul supus torsiunii este un sistem de bare rectilinii cu pereţi subţiri, plan static nedeterminat, gradul de nedeterminare (m), fiind funcţie de numărul traverselor (n):

$$m = 2\,n - 2\,.$$

Pentru rezolvarea sistemului static nedeterminat se foloseşte metoda eforturilor. Momentele transmise în locurile articulaţiilor (cîte un moment de încovoiere în jurul axei orizontale a secţiunii şi un moment de torsiune) reprezintă în realitate mărimile static nedeterminate (fig. 4).

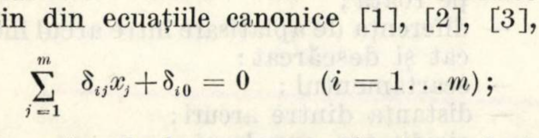


Fig. 4. Sistem de bază static determinat şi mărimi static nedeterminate.

Mărimile valorilor static nedeterminate se obţin din ecuaţiile canonice [1], [2], [3],

$$\sum_{j=1}^{m} \delta_{ij}x_j + \delta_{i0} = 0 \qquad (i = 1\ldots m); \qquad (8)$$

δ_{ij} este deplasarea pe direcţia efortului X_i, produsă de sarcina unitate aplicată în acelaşi punct cu X_j şi avînd direcţia lui X_j.

δ_{i0} — deplasarea pe direcţia efortului X_i, produsă de sarcinile exterioare aplicate sistemului, cînd nu există eforturile X_i.

Coeficienţii δ_{ij} pot fi determinaţi din:

$$\delta_{ij} = \int \frac{M_i M_j}{E\,I}\,\mathrm{d}x + \int \frac{T_i\,T_j}{G\,I_t}\,\mathrm{d}x \begin{matrix}(i=1\ldots m);\\(j=0\ldots m);\end{matrix} \qquad (9)$$

unde:

M_0, T_0 sînt momentele în urma solicitărilor exterioare;

M_i, T_i — momentele în urma $X_i = 1$.

Momentele de încovoiere şi torsiune definitive într-o secţiune oarecare pot fi determinate cu

$$M = M_0 + X_1 M_1 + X_2 M_2 + \ldots + X_m M_m; \qquad (10)$$

$$T = T_0 + X_1 T_1 + X_2 T_2 + \ldots + X_m T_m. \qquad (11)$$

Unghiul de torsiune se calculează cu:

$$\varphi = \int \frac{M_0 M_1}{E\,I}\,\mathrm{d}x + \int \frac{T_0\,T_1}{G\,I_t}\,\mathrm{d}x; \qquad (12)$$

M_0, T_0 au semnificaţia de mai sus; M_1, T_1 reprezintă momentele cauzate de cuplul 1, mărimea lor este $1/M_T$ ori mărimea primelor.

Rigiditatea de torsiune a cadrului este:

$$K = \frac{M_T}{\varphi}. \qquad (13)$$

Volumul de calcul necesar pentru rezolvarea sistemului de ecuaţii canonice creşte mult, o dată cu creşterea numărului de ecuaţii. De asemenea erori mici la calculul coeficienţilor ecuaţiilor (8) pot duce la erori ale valorilor necunoscutelor.

De aceea se dă un procedeu de aproximare pentru determinarea rigidităţii la torsiune a cadrelor cu grinzi cu profil deschis [5].

Procedeul de aproximare poate fi aplicat în cazul în care cadrul este confecţionat din profile deschise avînd grinzi de mare rezistenţă la încovoiere şi rezistenţă mică la torsiune.

În acest caz variaţia formei, datorită momentelor de încovoiere poate fi neglijată, faţă de aceea a momentelor de torsiune (fig. 5).

După cum se poate observa din figura 5, unghiul de torsiune a tuturor grinzilor transversale este egal şi, în afară de aceasta, raportat la unitatea de lungime va fi egal cu acela al grinzilor longitudinale.

De aceea există relaţia:

$$T_{t_1} : T_{t_2} : \ldots : T_{tn}\,;\; T_{1_1} : T_{1_2} : \ldots : T_{1n-1} =$$

$$= I_{t_1} : I_{t_2} : \ldots I_{tn} : I_{1_1} : I_{1_2} \ldots : I_{1n-1}$$

unde:

T_{ti} sînt momentele de torsiune în grinzile transversale;

I_{ti} — momentele polare de inerţie în grinzile transversale;

T_{1i} — momentele de torsiune pentru lonjeroane între grinzile transversale:

I_{1i} — momentele polare de inerţie pentru lonjeron între grinzile transversale.

Notînd cu $\lambda = \frac{T_{t_1}}{I_{t_1}}$, se obţin relaţiile :

$$T_{ti} = \lambda I_{ti}, \quad i = 2 \ldots n;$$
$$T_{1i} = \lambda I_{1i}, \quad i = 1 \ldots n-1.$$

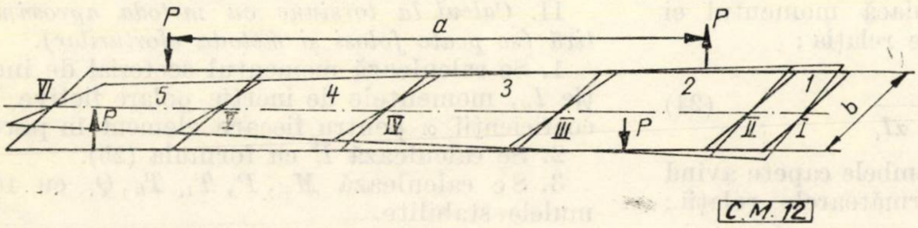


Fig. 5. Deformaţia aproximativă a cadrului în urma cuplului de răsucire P. b.

În fiecare nod al îmbinării dintre lonjeron şi traversă apare cuplul de forţe :

$$Q_i = \frac{2(T_{1i} - T_{1i-1})}{b} = \frac{2}{b} \lambda (I_{1i} - I_{1i-1});$$

cu $i = 1 \ldots n$ şi $T_{1_0} = T_{1n} = 0$; $I_{1_0} = I_{1n} = 0$

unde b este lăţimea cadrului.

Din condiţia de echilibru pentru lonjeron, se deduce relaţia :

$$\lambda = \frac{P \cdot a \cdot b}{2 \lambda_1};$$

unde :

$$\lambda_1 = \sum_{i=1}^{n} \frac{b}{2} I_{ti} + \sum_{i=1}^{n-1} 1_i I_{1i} \quad ; \qquad (17)$$

a — ampatamentul ;

$$P = \frac{M_T}{b};$$

I_i — lungimea lonjeronului între două traverse. Astfel, se pot determina toate momentele de torsiune.

Momentele de încovoiere datorită torsiunii se determină destul de uşor.

Influenţa împiedicării deformaţiilor secţiunii asupra rigidităţii la torsiune a cadrelor cu profil deschis

Deplasările longitudinale w ale punctelor profilului sînt legate de răsucirea specifică θ prin relaţia [3] ;

$$w = \omega\, \theta(x); \qquad (18)$$

unde :

$$a = \int r \, ds$$

unde :

ds este elementul de arc ;
r — distanţa de la un punct fix la tangenta la arc.

Deformaţia longitudinală este :

$$\varepsilon x = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{d\theta}{dx} \omega. \qquad (19)$$

Tensiunea normală pe secţiunea transversală este :

$$\sigma_x = E\, \varepsilon x. \qquad (20)$$

Ecuaţia diferenţială a răsucirii barelor cu pereţi subţiri este :

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - \alpha^2 \theta = -\alpha^2 \frac{M_t}{GI_t}; \quad \alpha^2 = \frac{G I_t}{E I}, \qquad (21)$$

unde :

$I\omega$ este momentul de inerţie sectorial :
$I\omega = \int \omega^2 \, dA$;
I_t — momentul de inerţie polar ;
$I_t = \frac{\beta}{3} \Sigma bt^3$. Suma se extinde la toate suprafeţele dreptunghiulare în care se poate descompune secţiunea, în care b reprezintă lungimea secţiunii, iar t lăţimea.

Coeficientul β se poate lua :

— pentru corniere $\beta = 1{,}0$
— pentru profil I $\beta = 1{,}2$
— pentru profil U $\beta = 1{,}12$.

Unghiul de torsiune pentru lungimea l_i a unui element (traversă sau porţiune de lonjeron dintre două traverse) este :

$$\varphi = \int_x^{1i} \theta \, dx. \qquad (22)$$

Considerînd grinda încastrată numai la un capăt, valoarea unghiului de rotire φ al capătului liber pe baza formulelor (21), (22) este :

$$\varphi = \theta_T 1_i \left(1 - \frac{\text{th } \alpha 1_i}{\alpha 1_i}\right); \quad \theta_T = \frac{M_t}{G I_t} \cdot \qquad (23)$$

Deoarece $\theta_T l_i$ reprezintă unghiul de torsiune pentru lungimea l_i a grinzii la deformarea liberă a planului secţiunii, ecuaţia (23) va indica în ce măsură unghiul de torsiune al grinzii va fi micşorat din cauza deformării planului secţiunii. Cu alte cuvinte ecuaţia (23) reprezintă următorul lucru : o grindă care la un capăt este împiedicată de a se deforma în planul secţiunii, avînd momentul de inerţie polar I_t este echivalentă din punct de vedere al deformaţiilor cu o grindă care este liberă la deformarea planului secţiunii, dacă momentul ei de inerţie polar I_t^* satisface relaţia :

$$I_t^* = I_t \frac{\alpha l_i}{\alpha l_i - \text{th}\ \alpha l_i} . \tag{24}$$

Pentru grinzi încastrate la ambele capete avînd lungimea l_i sînt valabile următoarele relaţii :

$$I^* = I_t \frac{\frac{\alpha l_i}{2}}{\frac{\alpha l_i}{2} - \text{th} \frac{\alpha l_i}{2}} ; \tag{25}$$

$$\sigma_x^\omega = \frac{M_t}{G I_t} E\, \omega\, \frac{\alpha\ \text{sh} \frac{\alpha x}{-2}}{\text{ch} \frac{\alpha l_i}{2}} ; \tag{26}$$

$$\sigma_{max}^\omega = \frac{M_t}{G I_t} E\, \omega\, \alpha\ \text{th} \frac{\alpha l_i}{2} \tag{27}$$

$$\tau_x = 2 \frac{t M_t}{G I_t} \Big[1 - \text{ch}(\alpha x) + \text{th} \frac{\alpha l_i}{2}\ \text{sh}(\alpha x) . \tag{28}$$

În general calculul tensiunilor de forfecare se neglijează :

a) deoarece acestea sînt mici faţă de tensiunile normale în secţiunea de încastrare ;

b) deoarece au valoarea maximă la mijlocul grinzii.

Practic se procedează în felul următor :

I. *Proiectarea iniţială*

1. Luînd în considerare cele patru reacţiuni introduse prin intermediul suspensiei faţă şi spate, forţele concentrate şi cele uniform repartizate, se calculează momentul de încovoiere cu metoda clasică din rezistenţa materialelor.

2. Se calculează σ_a cu formula (2).

3. Se calculează W cu formula (3).

4. Ţinîndu-se seamă de valoarea modulului de rezistenţă W, de graficul din figura 2 şi de alte cerinţe impuse de autovehicul, se determină dimensiunile secţiunilor transversale ale lonjeronului.

6. Se determină secţiunile traverselor în funcţie de anumite cerinţe impuse autovehiculului, sau pe baze economice.

II. *Calcul la torsiune cu metoda aproximativă (se poate folosi şi metoda eforturilor).*

1. Se calculează momentul sectorial de inerţie I_ω, momentele de inerţie polare fictive I_t, coeficienţii α pentru fiecare element în parte.

2. Se calculează I_t^* cu formula (25).

3. Se calculează M_T, P, T_{1i} T_{ti}, Q_i cu formulele stabilite.

4. Se calculează momentul de încovoiere M_{iT} datorită torsiunii.

5. Se calculează unghiul de torsiune cu formula (12) şi rigiditatea la torsiune cu formula (13).

6. Se calculează h cu formula (4). Cunoscînd pe h se poate vedea dacă M_T este dat de formula (6) sau (7). Dacă M_T este dat de formula 7 atunci $\varphi h_0 = \frac{M_T}{K}$ (φh_0 unghiul de răsucire datorită denivelării h_0).

7. Eforturile unitare totale sînt cele date de încovoiere datorită încărcării simetrice, cele date de momentul de încovoiere datorită torsiunii şi tensiunile date de formula (27).

Făcînd calculul cadrului la încovoiere şi torsiune se poate face o estimare asupra rezistenţei lui.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh.* — Rezistenţa materialelor, Bucureşti Editura tehnică, 1956.

[2] *Tripa, M.* — Rezistenţa materialelor, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[3] *Ponomariov, S. D.* Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini vol., I., traducere din limba rusă, Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

[4] *Sidelko W. I.* — An Objective Approach to Highway Truck Frame Design din SAE Transaction, 1967.

[5] *Erz, K.* — Uber die durch Unebenheiten der Fahrbahn hervorgerrufne Verdrehung von Strassenfahrzeugen, ATZ 4, 6, 11, 12/57.

[6] *Shomerger, S. I.* — Combaterea flambajului la cadrui de autocamion, SAE Journal 72, nr. 1. 1964.

[7] *Essers, E.* — Zur Beanspruchung von Lastwagen — rahmen, VDI Z nr. 27/1957.

[8] *Deutsch, I.* — Studiul asupra solicitărilor ramei camionului SR—101 — teză de disertaţie. Braşov, Institutul politehnic.

[9] *Ghelfgat, D. V., Oşnokov, V. A.* — Ramî gruzovîk avtomobilei, Moscova, Maşghiz, 1959.

◆

CZ 621. 9. 025.1

Determinarea profilului cuţitelor-disc profilate

Dr. ing. I. GHEGHEA – Inst. Politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" – Bucureşti

Cuţitele-disc profilate au o largă folosire la prelucrarea prin aşchiere a pieselor complicate în cazul fabricaţiei de serie sau masă, întrucît ele asigură o precizie şi o productivitate ridicată şi îşi păstrează profilul în urma reascuţirilor.

Unul din cele mai importante elemente ale acestor cuţite este profilul, care trebuie să asigure precizia dimensională a pieselor prelucrate.

Metodele de determinare a profilului descrise în literatura de specialitate sau dau o precizie mică (metoda grafică), sau necesită operaţii multe pentru calculul unui punct al profilului (metodele analitice), [1], [2].

Găsirea unor relaţii generale care să permită obţinerea oricărui punct al profilului prin înlocuirea datelor caracteristice cuţitului şi piesei va duce la scurtarea timpului pentru calcul şi obţinerea unor profile mai exacte.

În această direcţie un aport deosebit aduce lucrarea [3] în care se pun bazele teoriei sculelor aşchietoare. Probleme legate de determinarea profilului cuţitelor profilate sînt, de asemenea, tratate în [4], [5].

În lucrarea de faţă se determină relaţiile care dau profilul cuţitelor-disc, atît pentru prelucrarea suprafeţelor exterioare, cît şi pentru cele interioare. Se consideră cazul general cînd faţa de degajare este înclinată, atît cu unghiul de degajare γ (fig. 1, fig. 2) pentru a asigura o aşchiere bună cît şi unghiul λ pentru a obţine o suprafaţă conică cu mare precizie.

Datorită faptului că faţa de degajare este înclinată şi centrul cuţitului este plasat deasupra axului semifabricatului, pentru a crea unghiul de aşezare α, profilul sculei nu mai corespunde cu cel al piesei ce se prelucrează. De aceea, cuţitul trebuie să fie astfel construit încît în procesul de aşchiere să genereze profilul cerut.

La un cuţit-disc profilat este necesar să se determine profilul într-o secţiune radială în vederea construirii sculei cu care se execută şi în planul feţei de degajare pentru control. În cele ce urmează vom deduce relaţiile de calcul ale profilului în aceste două secţiuni.

În acest scop se ataşază piesei sistemul de coordonate *xoy* (fig. 1, fig. 2) plasat în planul radial, cu originea în punctul 0, iar sculei, sistemul $x_1 0_1 y_1$ şi $x_2 0_2 y_2$ $(y_2 \| y)$ cu aceeaşi origine şi aşezate respectiv în planul feţei de degajare şi în cel radial.

Pentru proiectare se dă profilul piesei ce urmează să se prelucreze (fig. 1, fig. 2), cunoscîndu-se sau determinîndu-se cu uşurinţă razele r_0, r_1, r_2 etc. şi distanţele y între punctele considerate. Calculul se începe prin determinarea unghiurilor de înclinare a feţei de degajare şi unghiul de aşezare a cuţitului profilat în punctul 0, care se va nota cu α.

Unghiul λ la care este înclinată faţa de degajare pentru a se obţine un con nedeformat (fig. 1), se măsoară într-o secţiune perpendiculară pe planul *xoy* şi este dat de relaţia:

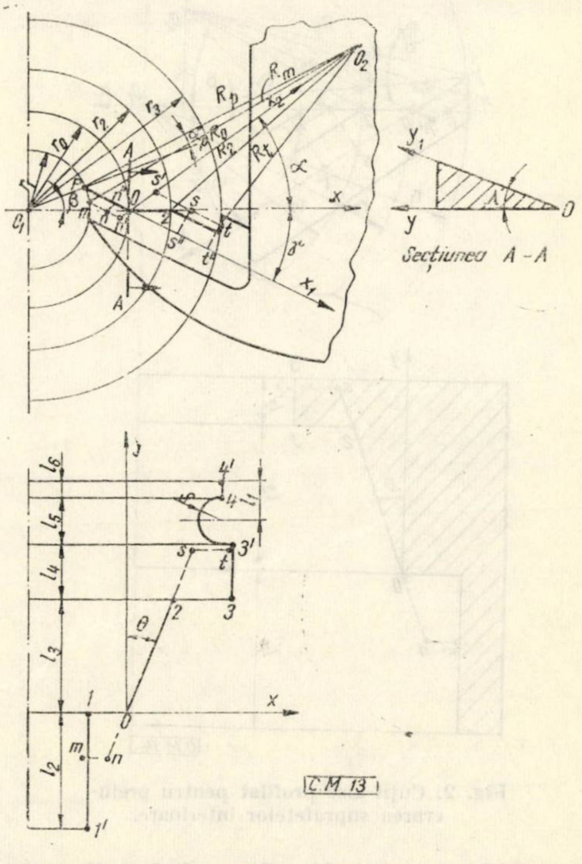


Fig. 1. Cuţit-disc profilat pentru prelucrarea suprafeţelor exterioare.

$$\operatorname{tg} \lambda = \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \gamma \tag{1}$$

unde: $\theta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \dfrac{r_2 - r_0}{l_3}$ unghiul profilului faţă de axa y pe porţiunea 0,2 (fig. 1, fig. 2).

Avînd unghiul α se poate determina raza R_0 a cuţitului pe baza recomandărilor din [1], [2]. Pentru a asigura tuturor punctelor tăişului condiţii bune de aşchiere, se verifică unghiul de aşezare pentru punctul tăişului cel mai depărtat de centrul sculei, care are valoarea cea mai mică. Acest punct pentru profilul din figura 1 şi respectiv, figura 2 este notat cu *p*.

Relaţia care dă unghiul α_p în funcţie de unghiul α (fig. 1, fig. 2) se deduce din triunghiul O_1po şi este:

$$\alpha_p = \operatorname{arc\,tg} \frac{\sin(\alpha \mp \beta) - \frac{x_{1_p}}{R_0}\sin(\gamma \pm \beta)}{\cos(\alpha \mp \beta) + \frac{x_{1_p}}{R_0}\cos(\gamma \pm \beta)} \qquad (2)$$

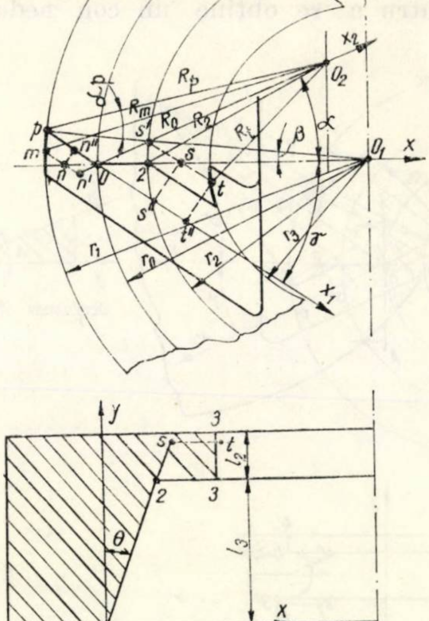


Fig. 2. Cuţit-disc profilat pentru prelucrarea suprafeţelor interioare.

Funcţiile x_{1_p} şi β din (2) se deduc din triunghiul O_1op şi sînt date de relaţiile:

$$x_{1_p} = \pm r_0 \cos\gamma \mp \sqrt{r_1^2 - r_0^2 \sin^2\gamma} \qquad (3)$$

$$\beta = \gamma \pm \arcsin\left(\frac{r_0}{r_1}\sin\gamma\right). \qquad (4)$$

Semnele superioare din (2), (3), (4) ca şi din relaţiile ce urmează se referă la cuţitele, profilate pentru strunjirea exterioară (fig. 1), iar semnele inferioare la cele pentru strunjirea interioară (fig. 2).

La început se va determina profilul cuţitului în planul feţei de degajare (plan $x_1O_1y_1$). În acest plan toate elementele profilului se vor schimba datorită înclinării duble a acestuia faţă de planul radial al piesei în care se dă profilul.

Distanţele y_1 se determină cu relaţia:

$$y_1 = \frac{y}{\cos\lambda} \qquad (5)$$

unde λ se deduce din relaţia (1).

Mărimile x_1, se vor calcula diferit în funcţie de poziţia punctului faţă de originea axelor de coordonare. Pentru un punct al profilului situat în stînga originii axelor de coordonate, de exemplu *m*, x_1 este dat de relaţia:

$$x_{1m} = \overline{mn} + \overline{on''} \qquad (6)$$

Segmentul $\overline{mn}$ se deduce din triunghiul $O_{12}mn$ şi are expresia:

$$\overline{mn} = \pm(r_0 \mp y \operatorname{tg}\theta)\cos\gamma \mp$$
$$\mp\sqrt{r_1^2 - (r_0 \mp y \operatorname{tg}\theta)^2 \sin^2\gamma}, \qquad (7)$$

iar $\overline{on''}$ din triunghiul dreptunghic $on''n$:

$$\overline{on''} = y \operatorname{tg}\theta \cos\gamma \qquad (8)$$

Introducînd relaţia (7) şi (8) în (6) şi înlocuind tgθ din (1) obţinem:

$$x_{1m} = \pm r_0\cos\gamma \mp \sqrt{r_1^2 - \left(r_0 \mp y\frac{\operatorname{tg}\lambda}{\sin\gamma}\right)^2 \sin^2\gamma}. \qquad (9)$$

Mărimea x_1 pentru un punct al profilului situat pe axa *x*, deci în planul radial al piesei, exemplu punctul *2*, este dată de relaţia:

$$x_1 = (r_2 - r_0)\cos\gamma. \qquad (10)$$

Un punct situat în afara părţii conice şi în dreapta originei axelor de coordonate de exemplu *t* are abscisa dată de relaţia:

$$x_{1t} = \overline{os''} + \overline{s''t''} \qquad (11)$$

unde:

$$\overline{os''} = y \operatorname{tg}\theta \cos\gamma. \qquad (12)$$

iar $\overline{s''t''} = \overline{st}$ se deduce din triunghiul O_1st şi are expresia

$$\overline{s''t''} = \mp(r_0 \pm y \operatorname{tg}\theta)\cos\gamma \pm$$
$$\pm\sqrt{r_3^2 - (r_0 \pm y \operatorname{tg}\theta)^2 \sin^2\gamma}. \qquad (13)$$

Introducînd relaţiile (12) şi (13) în (11) şi înlocuind tg θ din (1) se obţine:

$$x_{1t} = \mp r_0 \cos\gamma \pm$$
$$\pm\sqrt{r_3^2 - \left(r_3^2 - \left(r_0 + y\frac{\operatorname{tg}\lambda}{\sin\gamma}\right)^2 \sin^2\gamma\right.} \qquad (14)$$

Se observă că relaţia (14) luată cu semnele inferioare (pentru cuţite profilate de interior) este identică cu relaţia (9) luată cu semnele superioare (pentru cuțite profilate de exterior) și invers.

Pentru execuția profilului sculei cu care se va profila cuțitul disc este necesar să se cunoască distanțele x_2. De asemenea, este necesar să se cunoască razele R ale cuțitului disc profilat pentru măsurare în timpul prelucrărilor.

Vom găsi la început relațiile pentru calculul razelor cuțitului disc notate cu R_m R_s etc.

Pentru un punct plasat la stînga axei y (fig. 1, fig. 2), de exemplu m raza R_m se determină din triunghiul $O_2\,mn'$ și este :

$$R_m = \sqrt{(\overline{O_2o} + \overline{on'})^2 + (\overline{mn} + \overline{nn'})^2 + 2(\overline{O_2o} + \overline{on'})(\overline{mn} + \overline{nn'})\cos(\alpha + \gamma)} \qquad (15)$$

unde :

$\overline{O_2o} = R_0$ — raza sculei pentru punctul 0 ;

$\overline{mn}$ este dat de relația (7).

$\overline{On'}$ și $\overline{mn'}$ se determină din triunghiul onn' și au expresiile :

$$\overline{on'} = \frac{y\,\mathrm{tg}\,\theta\sin\gamma}{\sin(\alpha + \gamma)} \qquad (16)$$

$$\overline{nn'} = \frac{y\,\mathrm{tg}\,\theta\sin\alpha}{\sin(\alpha + \gamma)} \qquad (17)$$

Înlocuind $\overline{mn}$, $\overline{on'}$ și $\overline{nn'}$ din (7), (16), (17) în (15) și tg θ din (1) se obține pentru R_m relația :

$$R_m = \Big\{r_0^2\cos 2\gamma + r_1^2 + R_0^2 \pm 2R_0r_0A + y^2B + y(r_0C + R_0D) + \\ + \sqrt{r_1^2 - \left(r_0 \mp y\frac{\mathrm{tg}\,\lambda}{\mathrm{tg}\,\gamma}\right)^2\sin^2\gamma\,[yE \mp 2R_0\cos(\alpha + \gamma) - 2r_0\cos\gamma]}\Big\}^{\frac{1}{2}} \qquad (18)$$

unde :

$$A = \cos\gamma\cos(\alpha + \gamma) \qquad (19)$$

$$B = \frac{\mathrm{tg}^2\,\lambda}{\mathrm{tg}^2\,\gamma}\left[\cos 2\gamma + \frac{\sin^2\alpha + \sin^2\gamma}{\sin^2(\alpha + \gamma)} - \right. \\ - \frac{2\cos\gamma\sin\alpha}{\sin(\alpha + \gamma)} - \sin 2\gamma\,\mathrm{ctg}(\alpha + \gamma) + \\ \left. + 2\frac{\sin\alpha\sin\gamma\cos(\alpha + \gamma)}{\sin^2(\alpha + \gamma)}\right] \qquad (20)$$

$$C = \frac{\mathrm{tg}\,\lambda}{\mathrm{tg}\,\gamma}\left[\pm\frac{2\sin\alpha\cos\gamma}{\sin(\alpha + \gamma)} \mp \right. \\ \left. \mp 2\cos 2\gamma \pm \sin 2\gamma\,\mathrm{ctg}(\alpha + \gamma)\right] \qquad (21)$$

$$D = \frac{\mathrm{tg}\,\lambda}{\mathrm{tg}\,\gamma}\left[2\sin\alpha\,\mathrm{ctg}(\alpha + \gamma) - \right. \\ \left. - 2\cos\gamma\cos(\alpha + \gamma) + \frac{2\sin\gamma}{\sin(\alpha + \gamma)}\right] \qquad (22)$$

$$E = 2\frac{\mathrm{tg}\,\lambda}{\mathrm{tg}\,\gamma}\left[\pm\cos\gamma \mp \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha + \gamma)} \mp \right. \\ \left. \mp \sin\gamma\,\mathrm{ctg}(\alpha + \gamma)\right]. \qquad (23)$$

Raza cuțitului-disc corespunzătoare unui punct plasat în planul radial al piesei de prelucrat, exemplu punctul *2*, se determină din triunghiul O_2O^2 și este dată de relația :

$$R_2 = \sqrt{R_0^2 + (r_2 - r_0)^2 - 2R_0(r_2 - r_0)\cos\alpha}. \qquad (24)$$

Pentru un punct al tăișului aflat la dreapta axei y, dar în afara porțiunii conice, de exemplu punctul t, raza cuțitului se determină din triunghiul $s'tO_2$ cu relația :

$$R_t = \sqrt{(\overline{st} + \overline{ss'})^2 + (\overline{O_2o} - \overline{\mathrm{os'}})^2 - 2(\overline{st} + \overline{ss'})(\overline{O_2o} - \overline{\mathrm{os'}})\cos(\alpha + \gamma)} \qquad (25)$$

unde :

$\overline{st}$ este dat de relația (13)

$\overline{ss'}$ și $\overline{os'}$ se determină din triunghiul oss' cu relațiile :

$$\overline{os'} = \frac{y\,\mathrm{tg}\,\theta\sin\gamma}{\sin(\alpha + \gamma)} \qquad (26)$$

$$\overline{ss'} = \frac{y\,\mathrm{tg}\,\theta\sin\alpha}{\sin(\alpha + \gamma)}. \qquad (27)$$

Introducînd relațiile (13), (26) și (27) și ținînd seamă de expresia lui tg λ din (1) se obține pentru R_t :

$$\Big\{R_t = r_0^2\cos 2\gamma + r_8^2 + R_0^2 \pm 2R_0r_0A + y^2B - y(r_0C + R_cD) - \\ - \sqrt{r_8^2 - \left(r_0 \pm y\frac{\mathrm{tg}\,\lambda}{\mathrm{tg}\,\lambda}\right)^2\sin^2\gamma\,[yE + 2r_0\cos\gamma \pm 2R_0\cos(\alpha + \gamma)]}\Big\}^{\frac{1}{2}} \qquad (28)$$

în care constantele A, B, C, D, E sînt date de relațiile (19) ÷ (23). Relațiile (18) și (20) pentru determinarea razelor sînt valabile și în cazul cînd punctele respective sînt dedesubtul și, respectiv, deasupra axei x.

Avînd determinate razele cuțitului-disc se poate găsi distanța x_2 cu relația:

$$x_2 = R_0 - R_i\,; \tag{29}$$

unde R_i este raza sculei pentru punctul caracteristic al profilului (adică R_m, R_2 sau R_t din formulele (18), (24) sau (28).

Pentru punctele profilului așezate în stînga axei y va rezulta pentru x_2 valori negative.

În cazul cînd fața de degajare nu este înclinată la unghiul λ, deci pentru $\operatorname{tg}\lambda = 0$, relațiile (14) și (28) se reduc la:

$$x_{1i} = \mp r_0 \cos\gamma \pm \sqrt{r_i^2 - r_0^2 \sin^2\gamma} \tag{30}$$

și

$$R_i = \left\{r_0^2 \cos 2\gamma + r_i^2 + R_0^2 \pm 2 R_0 r_0 A - 2\,[r_0 \cos\gamma \pm R_0 \cos(\alpha+\gamma)]\cdot\sqrt{r_i^2 - r_0^2 \sin^2\gamma}\right\}^{\frac{1}{2}} \tag{31}$$

cu care se vor obține distanțele x_{1i} și razele sculei pentru toate punctele profilului dînd diferite valori lui r_i. În acest caz cu 0 s-a notat cel mai apropiat punct al profilului de centrul O_1, care va fi așezat pe axa O_1x.

Concluzii. În lucrare se deduc relațiile pentru calculul elementelor profilului cuțitului-disc profilat cu fața de degajare dublu înclinată, atît pentru strunjirea exterioară cît și interioară. Relațiile obținute permit determinarea mărimilor caracteristice profilului, atît în planul feței de degajare, cît și într-o secțiune radială a sculei, efectuînd calcule mai puține decît prin folosirea formulelor date în literatura de specialitate. În plus, acestea permit să se obțină tăișurile cuțitului ce nu sînt situate în planul radial al piesei, care vor fi deformate față de profilul dat, datorită înclinării duble a feței de degajare. Aceasta se poate realiza prin varierea parametrului y, păstrînd toate celelalte mărimi constante.

Prin particularizare, relațiile deduse permit să se calculeze profilul cuțitului-disc profilat și în cazul cînd fața de degajare este înclinată numai la unghiul γ.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I.* Calculul și construcția sculelor așchietoare. București, Editura tehnică, 1962.

[2] *Semencenco, I. I.* și alții. Proiectirovanie metalorfejușih instrumentov. In: Masghiz, 1962.

[3] *Duca, Z.* Teoria sculelor așchietoare. București, Editura tehnică, 1967.

[4] *Darmancev, S. K.* Fasonnîe reztî. În: Masinostroenie, 1968.

[5] *Darmancev, S. K.* Universalinîi algoritm dlea rasciota profilea fasonnîh rezțov. In: Stanki instrument nr. 10, 1968.

CZ 621.81 : 669–418

Considerații asupra executării pieselor din semifabricate plate (tablă-bandă)

ing. Viorel IGNAT – Uzina „Victoria" – Călan

De obicei, în industria constructoare de mașini, piesele se obțin din semifabricate, în urma unor operații de prelucrare mecanică. Este necesar și suficient ca în urma procesului de fabricație să se asigure produsului un ansamblu de proprietăți astfel ca el să corespundă scopului destinat: realizarea rolului funcțional, durabilitatea în exploatare, aspectul arhitectural al produsului sau ansamblului din care face parte etc.

Ponderea o formează piesele executate din materiale feroase, semifabricatele supuse prelucrării mecanice putînd fi laminate, turnate, matrițate, forjate etc.

Prezenta lucrare își propune analiza cîtorva aspecte legate de executarea pieselor din produse plate (tablă și bandă), piese la care grosimea semifabricatului rămîne ca dimensiune finală.

La astfel de piese, pentru motivul că se lasă tehnologului latitudinea de a alege semifabricatul cel mai economic, proiectantul nu indică decît calitatea materialului din care se execută și dimensiunea nominală a produsului, înscriind cota fără indicații de toleranțe. Deși la prima vedere problema pare simplă abaterile fiind prescrise prin STAS 2300–65, dacă se analizează modul cum pot fi obținute aceste piese intervin divergențe serioase. De altfel standardul respectiv mai precizează că se pot admite abateri mai mari în cazul cînd ar duce la reduceri ale prețului de cost, sau există standarde care prevăd alte abateri specifice, cum este cazul pentru table și benzi.

Spre exemplu, la construcţia unui furnal cu elemenţi răciţi cu apă este nevoie ca aceştia să fie prinşi de blindaj prin intermediul şuruburilor cu piuliţă, iar capetele filetate ale ţevilor (ştuţurile) trebuie scoase în exterior, prin blindaj (fig. 1).

Distanţarea elemenţilor de blindaj, fixarea ştuţurilor şi asigurarea piuliţelor se face prin sudarea şaibelor de blindaj şi a ştuţurilor şi respectiv piuliţelor de şaibe. Şaibele au formă pătrată, cu un orificiu în centru, sînt de diferite grosimi şi sînt confecţionate din OL 37 (OL 38).

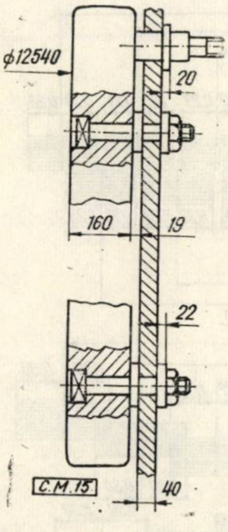


Fig. 1.

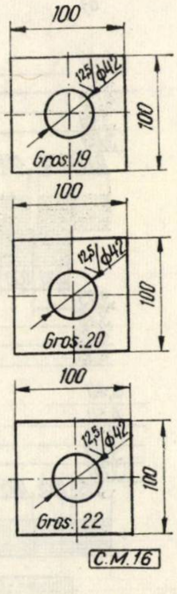


Fig. 2.

Pentru exemplificare s-au ales cele trei, tipuri de şaibe de grosime 19, 20 şi 22 mm, din care s-au executat circa 1 600 buc. Reprezentarea pieselor s-a făcut în trei desene de execuţie separate, ca în figura 2.

Analizînd desenele se constată că proiectantul a lăsat la alegerea tehnologului semifabricatul din care va executa şaiba. Precizia dimensională nefiind indicată, poate fi considerată conform STAS 2300–65, iar procedeul de obţinere şi rugozitatea în afara găurii centrale sînt lăsate, de asemenea, la alegerea tehnologului. Trebuie considerat totuşi că, deşi nu a prescris semifabricatul, proiectantul a avut în vedere din ce pot fi executate şaibele.

Din punct de vedere tehnologic, analizînd forma şi dimensiunile pieselor rezultă că piesele pot fi executate din tablă de 19, 20 mm grosime, deoarece oţel lat există numai în dimensiunea de 100 × 20 mm, iar din oţel pătrat, 100 × 100 mm, prin debitare şi găurire este neeconomic.

Din figura 1, avînd în vedere abaterile de execuţie ale tablei de 40 mm (+ 1,3 şi –1,1), abaterile de execuţie ale piesei turnate în nisip la formarea manuală (160 ± 2) şi modul de închidere al lanţului de dimensiuni, se poate trage concluzia că este justificată utilizarea unei singure grosimi a şaibei — 20 mm — (eventual 19 mm).

Toleranţele de execuţie fiind lăsate la alegerea executantului (fig. 2) în funcţie de rolul funcţional al pieselor, se poate alege o clasă de execuţie grosolană, cu abaterea de ± 1,0 mm, conform STAS 2300 — 65. Făcînd abstracţie de semifabricatul din care se execută, executantul, conform abaterii admise, va putea executa la limită dimensiunea de 19 la 20 mm, dimensiunea de 20 la 19 sau la 21 mm, iar cea de 22 la 21 mm. Se poate trage concluzia că şi din acest punct de vedere proiectantul putea prescrie o singură grosime —20 mm — (eventual 19 mm).

Alegînd semifabricatul — tablă groasă STAS 437–67 abaterile prescrise de STAS 2300–65 nu mai au aplicabilitate, abaterile tablei fiind cuprinse în STAS 437–67.

La lăţimile de aprovizionare ale tablei, abaterile de execuţie conform STAS 437–67 sînt următoarele : 19 ± 0,8 ; 20 ± 0,8 şi 22 ± 0,8. Se poate constata uşor (fig. 3) că şi din acest punct de vedere prescrierea unei singure dimensiuni era justificată.

Pe motivul că proiectantul a prevăzut dimensiuni diferite, a executat desene diferite, deşi executantul era în drept, beneficiarul a impus prelucrarea şaibelor de 20 la 19 mm, scumpind nejustificat produsul.

Din exemplul de mai sus se poate trage concluzia că proiectantul, lăsînd la alegerea executantului semifabricatul, nu a mai analizat toleranţele de execuţie ale tablelor ci a prescris numai dimensiunile nominale înscrise în STAS 437–67.

Analizînd tabelele de dimensiuni cuprinse în STAS 437–67 se poate constata o suprapunere a dimensiunilor pe un cîmp destul de larg (fig. 3). Standardul dă posibilitatea celui care execută tabla să şi-o realizeze pe piaţă la toate dimensiunile la care rezultă, scăzînd preocuparea pentru abateri cît mai mici. Producătorul de tablă nu realizează nici o pierdere (uneori realizează chiar beneficii) deoarece tabla se livrează la greutate. Dacă ne gîndim că pentru beneficiar fiecare milimetru în plus constituie un spor de $8\ \mathrm{kgf/m^2}$, constatăm că greutatea produsului şi preţul de cost cresc în mod nejustificat.

Noul standard mai are dezavantajul că nu limitează abaterea la grosime pe aceeaşi foaie de tablă. Vechiul STAS 437–62 limita abaterile la grosime pe aceeaşi foaie dar acestea, pentru unele dimensiuni erau mai mari decît însăşi toleranţa de execuţie a tablei.

De exemplu, pentru grosimea de 5 mm şi lăţimea de 1701–2000 mm, diferenţa admisă între grosimea maximă şi minimă pe aceeaşi foaie de tablă era de 1,8 mm, iar abaterile limită la grosime de + 0,7 şi —0,5 mm, rezultînd o toleranţă de 1,2 mm (fig. 4). Această diferenţă de grosime nici nu poate fi amplasată în mod corect faţă de dimensiunea nominală.

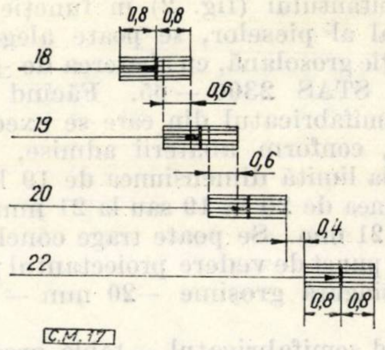

0,8
0,8
18
0,6
19
0,6
20
0,4
22
0,8
0,8
C.M.17

Fig. 3.

Dacă se analizează forţa efectivă la întindere pentru aceeaşi tablă cu grosimea de 5 mm, avînd toleranţa şi diferenţa la grosime cea indicată, se poate constata o variaţie a forţei efective ($Pe = \sigma A$) de pînă la 24%, respectiv 36%, pentru aceeaşi calitate de material.

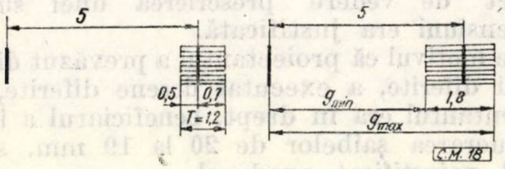

5
0,5
0,7
T=1,2
5
g_{min}
1,8
g_{max}
C.M.18

Fig. 4.

Aceleaşi suprapuneri se pot constata şi la benzile de oţel laminate la cald, fabricate conform STAS 908—69. În fig. 5a sînt indicate abaterile pentru grosimi de la 1 la 1,75 mm şi lăţimi de la 20 la 70 mm, în fig. 5b, pentru grosimi de la 1,80 la 3,0 mm şi lăţimi de la 100 la 150 mm, în fig. 5c pentru grosimi de la 3,0 la 5,0 mm şi lăţimi de la 200 la 300 mm iar în fig. 5d, pentru grosimi de la 3,0 la 5,0 mm şi lăţimi peste 300 mm.

Constatările făcute la executarea pieselor din tablă sînt valabile şi pentru benzi.

În concluzie se poate afirma că dimensiunile tablelor şi benzilor se suprapun pe intervale largi, abaterile sînt mari, iar variaţia grosimii pe aceeaşi foaie de tablă sau pe lăţimea benzii este mare dăunînd calităţii şi economicităţii produselor ale căror dimensiuni finale coincid cu dimensiunile semifabricatelor.

Diferenţele la grosime pe aceeaşi foaie sau pe lăţimea benzii trebuie limitate însă la valori mult mai mici decît toleranţa de execuţie, în limitele cîmpului de toleranţă.

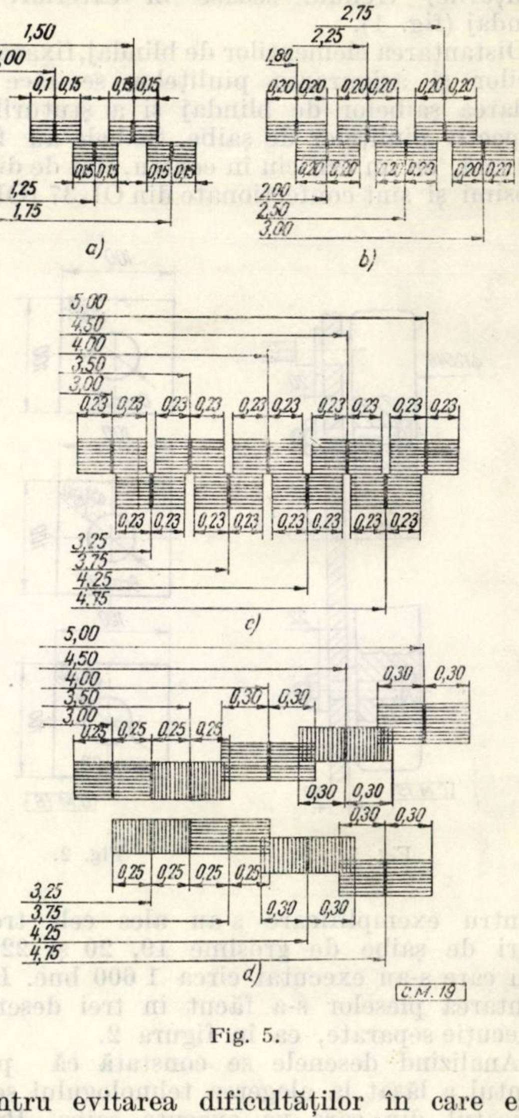

1,50
1,00
0,1
0,15
0,15
0,15
0,15
0,15
0,15
0,15
1,25
1,75
a)
2,75
2,25
1,80
0,20
0,20
0,20
0,20
0,20
0,20
0,20
0,22
0,22
0,22
0,20
0,22
2,00
2,50
3,00
b)
5,00
4,50
4,00
3,50
3,00
0,23
0,23
3,25
3,75
4,25
4,75
c)
5,00
4,50
4,00
3,50
3,00
0,25
0,30
3,25
3,75
4,25
4,75
d)
C.M.19

Fig. 5.

Pentru evitarea dificultăţilor în care este pus executantul de piese din tablă sau bandă, este necesar ca la proiectare, la calculul şi prescrierea unei grosimi de material să se aibă în vedere toleranţele de execuţie a semifabricatelor respective, prescriindu-se un număr mai restrîns de grosimi apropiate deoarece şi aşa dimensiunile se suprapun. Dacă la exemplul descris proiectantul ar fi analizat abaterile semifabricatului ar fi prescris o singură dimensiune — 20 mm — şi în acest caz şaibele se puteau executa din oţel lat 100 × 20 mm, realizînd importante economii la materiale şi manoperă.

CZ 621.822.725 :621.822.5 : 687.029.66

Bucșe metalice acoperite cu strat subțire din poliamidă indigenă P6P și comportarea lor ca lagăre cu alunecare

Prof. dr. docent ing. Gheorghe MANEA – Institutul politehnic – București
Ing. Viorel SIMIONESCU – Institutul politehnic – București

Soluția acoperirii suprafețelor metalice cu straturi subțiri din material plastic este bine cunoscută și adesea folosită în multe țări pentru scopuri foarte diverse, cum ar fi :

— protecția pieselor metalice supuse acțiunii unor medii agresive, corosive etc. ;

— realizarea de lagăre cu alunecare avînd cuplul de materiale metal-masă plastică, stratul subțire din acest ultim material putînd fi aplicat pe cuzinet sau pe fus ;

— recondiționarea unor piese uzate prin încărcare cu material plastic ce poate fi apoi prelucrat la dimensiuni corespunzătoare celor dinaintea uzurii ;

— lipirea unor suprafețe metalice sau nemetalice prin intermediul stratului de material plastic depus între ele.

Întrucît, începînd din anul 1967, U. F. S. Săvinești a pus în funcțiune o instalație pilot pentru producerea poliamidei P6P sub formă de pulbere necesară acoperirilor, colectivul Catedrei de organe de mașini din Institutul politehnic-București, în baza unei colaborări cu uzina, a efectuat cercetări privind realizarea bucșelor acoperite cu straturi subțiri din acest material, precum și comportarea lor ca lagăre cu alunecare. Concluziile acestor studii sînt redate în cele ce urmează.

Avantajele lagărelor de tip bucșă metalică acoperită cu strat subțire din material plastic. Asemenea bucșe ,,mixte'' prezintă avantaje importante atît față de bucșele metalice din bronz sau alte aliaje folosite ca materiale pentru cuzineți, cît și față de bucșele cu pereți groși din material plastic. În comparație cu cele metalice, bucșele acoperite beneficiază de proprietățile favorabile ale materialelor plastice :

— coeficienți de frecare reduși, chiar în condiții de ungere defavorabile ;

— rezistență mare la uzură, deci durabilitate prelungită ;

— rezistență la coroziune.

De asemenea, întrucît bucșa suport poate fi executată din oțeluri sau fonte obișnuite, rezultă și importante avantaje economice față de bucșele metalice masive din materiale scumpe și deficitare.

Comparativ cu bucșele obișnuite cu pereți groși din material plastic, soluția bucșelor cu strat subțire depus pe suport metalic oferă posibilitatea extinderii folosirii lor la lagăre cu rol funcțional important, pentru domenii de încărcări și viteze mai ridicate. Grosimea redusă a pereților din material plastic (0,2—0,5 mm) asigură lagărului o comportare termică net ameliorată, deformații cu mult mai mici și o stabilitate dimensională mult mai ridicată.

Efectul grosimii stratului de material plastic, din punct de vedere al comportării termice a bucșei, rezultă din comparația prezentată mai jos pentru două bucșe din poliamidă, dintre care una avînd perete gros (≈ 5 mm), iar cealaltă o grosime redusă (0,5 mm), introdusă într-o montură metalică (grosime totală metal + masă plastică — 5 mm) (fig. 1 *a*, *b*).

Considerînd condițiile de geometrie (diametrul arborelui, joc relativ, raport l/d) și funcționale identice, cantitatea de căldură produsă la interiorul bucșei, datorită frecării, este aceeași. Notînd K' și K'' coeficienții globali de transmisie a căldurii ; $\Delta t' = t_1' - t_2'$, respectiv $\Delta t'' = t_1'' - t_2''$ — căderile de temperatură de la interiorul la exteriorul bucșelor ; S — suprafața de transfer de căldură (identică), se poate scrie :

$$Q' = K'\, S\, \Delta t' = K''\, S\, \Delta t'' \qquad (1)$$

(indicii $'$ se referă la bucșa groasă, iar cei $''$ la bucșa subțire).

Prin diviziunea celor două expresii rezultă proporționalitatea inversă a căderilor de temperatură față de coeficienții globali de transfer de căldură ;

$$\frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''} = \frac{K''}{K'} \qquad (2)$$

sau dezvoltînd expresia lui K [3] ;

$$\frac{K''}{K'} = \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''} =$$

$$= \frac{\dfrac{1}{\pi \alpha_i' d_i'} + \dfrac{1}{2\pi\lambda_p'} \ln \dfrac{d_e'}{d_i'} + \dfrac{1}{\pi \alpha_e' d_e'}}{\dfrac{1}{\pi \alpha_i'' d_i''} + \dfrac{1}{2\pi\lambda_p''} \ln \dfrac{d_0''}{d_i''} + \dfrac{1}{2\pi\lambda_{0L}} \ln \dfrac{d_e''}{d_0''} + \dfrac{1}{\pi \alpha_e'' d_e''}} \qquad (3)$$

unde:

$\alpha_{i,e}$ reprezintă coeficienţii de transfer prin convecţie la suprafaţa interioară, respectiv exterioară a bucşei;

λ_p — coeficientul de conductibilitate în poliamidă;

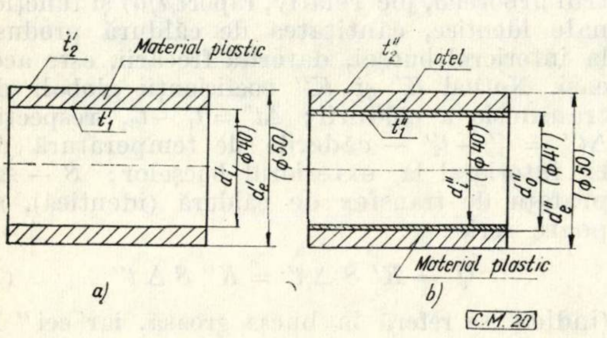
λ_{0L} — coeficientul de conductibilitate în oţel.

Identitatea condiţiilor geometrice şi funcţionale, pe care am presupus-o iniţial, permite următoarele simplificări:

$d_i' = d_i'' = d_i$ (acelaşi diametru interior);
$d_e' = d_e'' = d_e$ (acelaşi diametru exterior);
$\lambda_p' = \lambda_p'' = \lambda_p$ (acelaşi material);
$\alpha_e' \cong \alpha_e'' \cong \alpha_e$ (aceleaşi condiţii funcţionale, deci aceeaşi circulaţie a aerului în jurul pereţilor exteriori ai bucşei).

De asemenea, dacă ne referim la lagăre neunse sau cu ungere săracă, convecţia la interiorul bucşei poate fi considerată ca avînd valori mici, deci termenii care conţin pe α_i pot fi neglijaţi. În aceste condiţii, relaţia (3) se poate scrie:

$$\frac{K''}{K'} = \frac{\dfrac{d_i}{2\lambda_p}\ln\dfrac{d_e}{d_i} + \dfrac{d_i}{\alpha_e d_e}}{\dfrac{d_i}{2\lambda_p}\ln\dfrac{d_0}{d_i} + \dfrac{d_i}{2\lambda_{0L}}\ln\dfrac{d_e}{d_0} + \dfrac{d_i}{\alpha_e d_e}} \tag{4}$$



t_2'
Material plastic
t_1'
d_i' ($\phi 40$)
d_e' ($\phi 50$)
a)
t_2''
oţel
t_1''
d_i'' ($\phi 40$)
d_0'' ($\phi 41$)
d_e'' ($\phi 50$)
Material plastic
b)
C.M. 20

Fig. 1

Pentru situaţia propusă iniţial, considerînd dimensiunile geometrice din figura 1 şi valorile medii indicate de literatură pentru λ_p, λ_{0L} şi α_e:

$$\lambda_p \cong 0{,}25\ \frac{k\text{cal}}{\text{m}\cdot\text{h}\cdot{}^\circ\text{C}},$$

$$\lambda_{0L} \cong 44{,}5\ \frac{\text{kcal}}{\text{m}\cdot\text{h}\cdot{}^\circ\text{C}},$$

$$\alpha_e \cong 20\ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot{}^\circ\text{C}}.$$

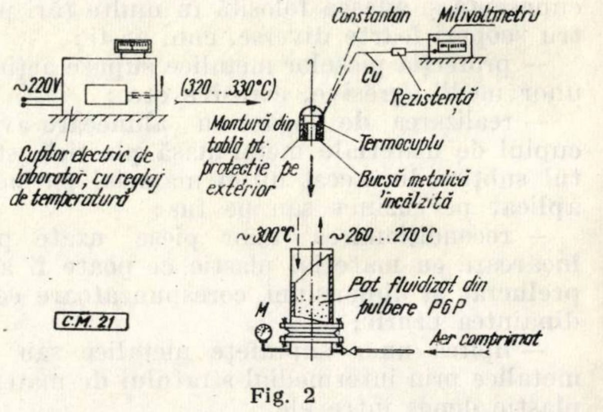
se obţine:

$$\frac{K''}{K'} = 1{,}37.$$

Din calculul sumar prezentat rezultă deci un coeficient global de transfer de căldură de circa 1,4 ori mai bun în cazul bucşei subţiri faţă de cel al bucşei groase, lucru deosebit de important întrucît performanţele posibile ale bucşelor din materiale plastice sînt limitate, după cum se cunoaşte, de temperatura de funcţionare (în cazul poliamidelor se acceptă temperaturi medii de circa 80 °C).

1. *Tehnologia acoperirii cu material plastic*

Pentru realizarea bucşelor metalice acoperite cu material plastic s-a folosit metoda depunerii stratului în „pat fluidizat" din pulbere de poliamidă. Instalaţia necesară, regimul de acoperire şi prelucrările ulterioare sînt descrise în cele ce urmează.



Constantan
Milivoltmetru
~220V
(320...330°C)
Cu
Rezistenţă
Montură din tablă pt. protecţie pe exterior
Termocuplu
Cuptor electric de laborator, cu reglaj de temperatură
Bucşă metalică încălzită
~300°C
~260...270°C
Pat fluidizat din pulbere P6P
M
Aer comprimat
C.M. 21

Fig. 2

Instalaţia de acoperire. Schema generală a instalaţiei cu care au fost realizate bucşele acoperite este redată în figura 2.

Principala piesă a instalaţiei este dispozitivul de obţinere a patului fluidizat din pulbere de poliamidă (fig. 3).

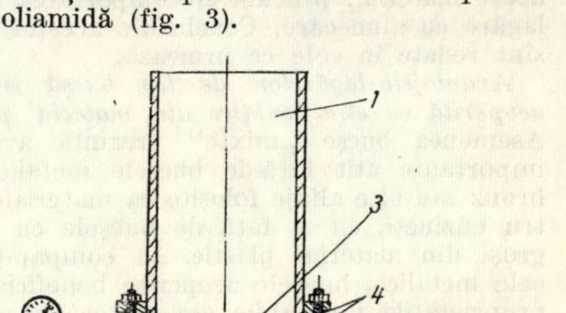


Fig. 3

Camera de acoperire *1* este despărţită de camera de aer sub presiune *2* printr-o placă ceramică poroasă *3*, montată etanş pe contur cu garniturile de cauciuc *4*. Alimentarea camerei *2* se face de la o sursă de aer comprimat al cărei debit poate fi reglat prin robinetul *5*. Controlul presiunii în camera *2* se asigură cu ajutorul manometrului.

,,Patul fluidizat'' ia naștere prin ridicarea pulberii de poliamidă așezată pe placa poroasă, datorită acțiunii aerului care circulă prin această placă, al cărei rol este acela de a uniformiza trecerea aerului pe întreaga suprafață a ei. Aspectul pulberii ,,în pat fluidizat'' este asemănător celui al unui lichid în stadiul de fierbere. Un astfel de regim se realizează printr-un reglaj foarte fin al debitului de aer ce trece prin placă.

O mențiune specială se face asupra necesității ca aerul care servește la agitarea pulberii să fie curat, lipsit de umiditate sau eventual de picături de ulei, această condiție fiind esențială pentru o bună aderență a stratului de poliamidă pe metal.

Tehnologia de acoperire și de finisare a bucșei. Pregătirea pieselor pentru acoperire este foarte importantă, influențînd în mare măsură aderența stratului de material plastic la piesă. Bucșa suport a fost executată din țeavă de oțel, la dimensiuni determinate, cum se arată mai jos (fig. 4).

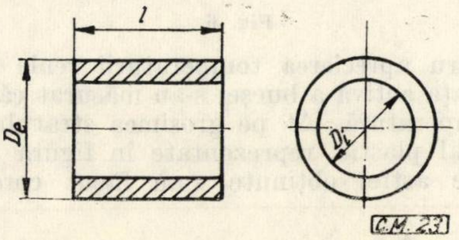


Fig. 4

Diametrul D_i este dat de relația:

$$D_i = d + J + 2s,$$

în care s-a notat cu d-diametrul arborelui, mm; J — jocul absolut, mm;

$$J = \frac{\psi\,(^0/_{00})\cdot d}{1\,000},$$

$\psi(^0/_{00})$ fiind jocul relativ, iar s — grosimea finală a stratului de acoperire, după prelucrare, mm.

Pentru mărirea aderenței stratului este favorabilă o suprafață mai rugoasă, corespunzătoare unei strunjiri de degroșare $\left(\overset{12,5}{\sqrt{}}\ \text{sau}\ \overset{6,3}{\sqrt{}}\right)$.

Diametrul D_e, determinat de diametrul piesei în care urmează să fie montată bucșa, se execută cu toleranțele corespunzătoare ajustajului alunecător sau intermediar. Dacă bucșa suport este presată, devine necesară considerarea modificării diametrului interior al ei prin efectul strîngerii.

Lungimea bucșei suport este dată de raportul l/d adoptat pentru lagărul respectiv.

Se recomandă sablarea bucșei după prelucrare și anume cu scurt timp înaintea operației de acoperire cu material plastic (maximum 6—8 ore), spre a se evita oxidarea adîncă a suprafeței sablate.

Pentru ca depunerea materialului plasticsă se facă numai pe suprafața interioară, exteriorul și părțile frontale au fost protejate prin îmbrăcare cu foiță de staniol.

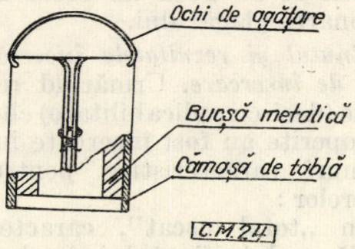


Fig. 5

În scopul manipulării în cursul diverselor operații de acoperire, bucșele au fost introduse în cămăși de tablă prevăzute cu ochi de agățare în partea superioară (fig. 5).

Imediat înaintea depunerii materialului plastic, interiorul bucșelor a fost degresat cu tetraclorură de carbon, cu ajutorul unui material care nu lasă scame. După această operație nu mai este permisă atingerea suprafeței interioare.

Acoperirea propriu-zisă. Aderența stratului de poliamidă la bucșa metalică este de asemenea puternic influențată de temperatura de încălzire a bucșei. În cazul de față s-a stabilit prin măsurări temperatura optimă de încălzire de 320—330 °C. Introdusă în patul fluidizat la temperatura de 290 —300 °C, bucșa a fost menținută în atmosfera de pulbere 10—20 s. Există interdependență între durata de menținere a piesei în patul fluidizat, scăderea temperaturii ei, grosimea și calitatea stratului dorit de poliamidă. Într-un interval de timp de 20 s, s-a realizat un strat de circa 0,8—1,2 mm, omogen și uniform. În acest interval, temperatura bucșei a coborît pînă la circa 260 °C, superioară celei de topire și curgere a poliamidei.

Răcirea piesei pînă la temperatura ambiantă s-a făcut în aer liber. Ulterior nu s-a mai aplicat nici un tratament.

Verificarea aderenței stratului de poliamidă la suprafața metalică s-a efectuat printr-o simplă operație de strunjire cu o adîncime a așchiei de poliamidă de circa 0,6—0,8 mm, verificare care s-a dovedit a fi suficientă deoarece forța de așchiere corespunzătoare este mai mare decît forța de frecare a fusului în cuzinet în timpul funcționării.

Finisarea interioară a bucșei după acoperire se realizează prin strunjire, acordîndu-se atenţie obţinerii unei grosimi uniforme a stratului depus, ceea ce implică folosirea unui dispozitiv de prelucrare care să asigure concentricitatea. Operaţia de finisare s-a executat cu un cuţit cu muchia aşchietoare rotunjită cu o rază de circa 0,5 mm şi cu un regim de lucru al maşinii de 1 500 rot/min (viteză de aşchiere 2,8 m/s) şi avans minim (0,08 mm/rot.) Folosirea materialelor abrazive pentru finisare este nerecomandabilă întrucît granule dure ale acestora pot rămîne în stratul superficial al materialului plastic, ceea ce ar avea un efect nefavorabil în funcţionarea lagărului.

2. *Conţinutul şi rezultatele încercărilor*

Condiţii de încercare. Urmărind rezultate cu valabilitate (deci cu aplicabilitate) cît mai largă, bucşele acoperite au fost încercate în următoarele regimuri caracteristice pentru funcţionarea lagărelor :

a) Regim ,,total uscat'', caracterizat prin lipsa totală a lubrifiantului în lagăr. Acest regim poate fi impus de condiţii funcţionale exterioare lagărului sau poate interveni accidental.

b) Regim ,,convenţional uscat'', caracterizat prin ungerea bucşei şi a arborelui cu unsoare consistentă, cu mîna, o singură dată la montaj, lagărul nemaifiind ulterior alimentat pe tot parcursul încercării. Regimul poate fi asimilat cu cel al lagărelor cu posibilităţi foarte reduse de întreţinere.

c) Regim de ,,ungere fluidă'', caracterizat printr-o alimentare cu ulei în exces şi prin asigurarea celorlalte condiţii de funcţionare în regim hidrodinamic.

Încercările în regim ,,total uscat'' şi ,,convenţional uscat'' au fost efectuate pe două standuri identice avînd :

— sarcină statică acţionînd vertical ;

— viteză variabilă în următoarele trepte (corespunzătoare turaţiilor posibile ale standurilor) :

$$n = 480 \quad 760 \quad 980 \quad 1\,450 \ \text{(rot/min)};$$
$$v = 1 \quad 1{,}4 \quad 1{,}9 \quad 2{,}7 \quad \text{(m/s)};$$

— arbore cu diametru de 36 mm, din OLC 45 îmbunătăţit şi rectificat.

Încercările în regim de ungere fluidă au fost efectuate pe un alt stand avînd :

— sarcină statică cu direcţie verticală ;

— alimentare cu ulei în circuit închis, cu presiunea de alimentare $p_a = 1{,}5$ kgf/cm ^{2} ; orificiul de alimentare cu secţiune circulară cu diametrul de 5 mm, practicat la mijlocul lăţimii lagărului, cu axa pe linia sarcinii, decalat ca poziţie cu 180 ° faţă de punctul de aplicare al ei ;

— viteză variabilă în următoarele trepte ;

$$n = 430 \quad 760 \quad 1\,200 \quad 1\,500 \ \text{(rot/min)};$$
$$v = 0{,}9 \quad 1{,}6 \quad 2{,}5 \quad 3{,}15 \quad \text{(m/s)};$$

— arbore cu diametrul de 40 mm, OLC 45 îmbunătăţit şi rectificat.

Pentru ungere s-a folosit unsoare consistentă U 85 STAS 562—55 şi ulei 305 STAS 1 195—56 (pentru regimul ,,convenţional uscat'', respectiv pentru regimul de ,,ungere fluidă'').

Rodajul s-a făcut la toate bucşele timp de 6—8 ore la sarcini reduse (numai sub greutatea proprie a sistemului de încărcare — circa 0,2 kgf/cm ^{2} la standurile cu arbore Ø 36, respectiv circa 3 kgf/cm ^{2} la standul cu arbore Ø 40) şi viteze mici (circa 0,9—1 m/s, în toate cazurile).

Temperaturile t_L au fost măsurate cu termocuplul, la circa 1,5—2 mm de stratul de material plastic, în dreptul zonei portante a lagărului conform schemei din figura 6.

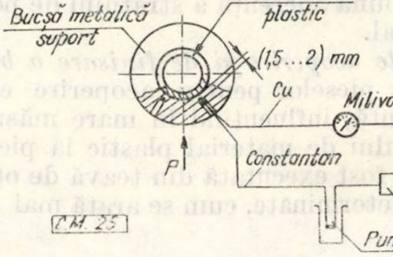


Fig. 6

Pentru aprecierea temperaturii reale de la suprafaţa activă a bucşei s-au măsurat căderile de temperatură Δt pe grosimea stratului din material plastic, reprezentate în figura 7. Cu valorile astfel obţinute s-au făcut corecţiile temperaturilor indicate de termocuplu în exteriorul stratului de material plastic (s-a neglijat căderea de temperatură pe adîncimea de circa 2 mm de metal dintre termocuplă şi stratul de poliamidă).

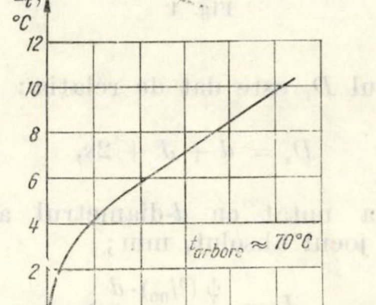


Fig. 7

Debitele de ulei au fost măsurate volumetric.

Au fost încercate bucşe avînd următoarele caracteristici :

— jocul relativ $\psi = \frac{D-d}{d} \cdot 1\,000\ (^0/_{00}) \ldots 2{,}5\,^0/_{00}$ şi 5 ‰ ;

— raport l/d. . . .0,6 (0,7) şi 1;

— grosimea stratului de material plastic (s). . . . . . .0,2 şi 0,5 mm.

Program de încercări. În cursul încercărilor s-au urmărit şi efectuat:

A. Pentru regimurile „total uscat" şi „convenţional uscat":

— condiţiile de rodaj;

— ridicarea curbelor de temperatură-presiune medie în lagăr $t_L = f(p)$, pentru diverse viteze de rotaţie;

— trasarea curbelor presiune-viteză relativă fus-cuzinet $p = f(v)$;

— trasarea curbelor $p \cdot v = f(v)$;

— interpretarea rezultatelor.

B. Pentru regim de „ungere fluidă":

— condiţiile de rodaj;

— ridicarea curbelor temperatură ulei-presiune medie în lagăr $t_u = f(p)$;

— ridicarea curbelor debit de lubrifiant-presiune $Q' = f(p)$;

— interpretarea rezultatelor.

Se menţionează că, pentru fiecare punct din diagramele $t = f(p)$, s-a urmărit intrarea în regim staţionar cu ajutorul unor curbe $t = f(T_{ore})$ (fig. 8).

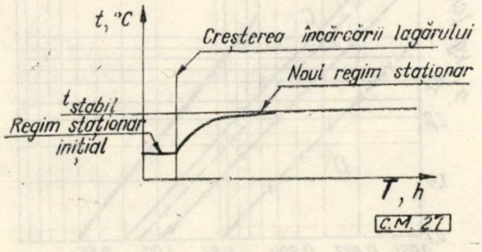


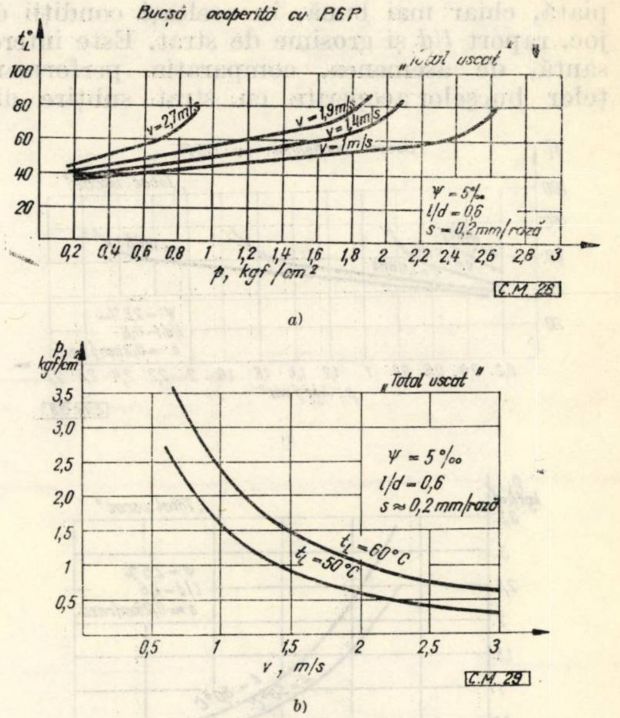
Fig. 8

S-a considerat stabil punctul pentru care curba a devenit orizontală sub valoarea $t = 80°C$.

Încercări în regim „total uscat". În urma acestor încercări au fost ridicate diagramele din figurile 9—13.

Diagramele $p = f(v)$ indică încărcările posibile pentru diverse viteze relative fus-cuzinet, putînd fi folosite ca atare. Mai utile pentru proiectare sînt diagramele $p. v = f(v)$, deduse din cele anterioare şi redate în figura 14, care indică valorile admisibile ale produsului $p.v$, folosit curent în calculul simplificat al lagărelor cu alunecare. După cum se vede, cele mai bune performanţe au fost obţinute pentru lagărul cu parametrii $\psi = 5‰$; $l/d = 0,6$; $s = 0,2$mm şi anume valori $p.v$ între 1,5 şi 2,5 kgf·m/s·cm ², pentru viteze cuprinse între 3 şi 0,5 m/s. Între aceste limite valorice se înscrie în funcţionare o varietate apreciabilă de lagăre pentru care ungerea este dificilă sau imposibil de realizat.

Pentru comparaţie, a fost încercată în paralel o bucşă acoperită cu Rilsan. Aşa cum rezultă din figura 14, bucşa acoperită cu poliamidă indigenă P6P a avut o comportare apro-



a)

b)

Fig. 9

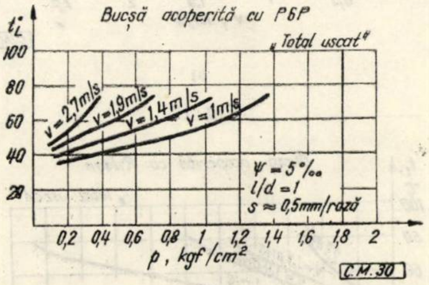


Fig. 10

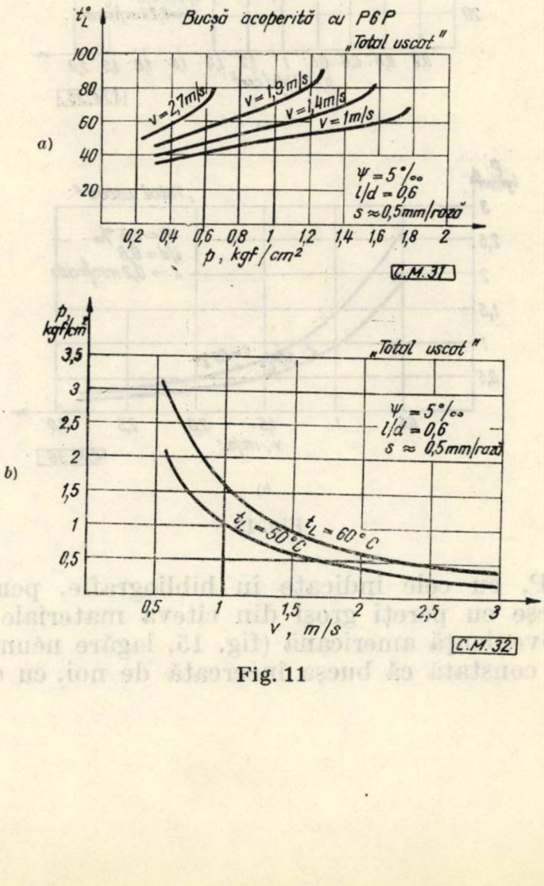


Fig. 11

piată, chiar mai bună, în aceleaşi condiţii de joc, raport l/d şi grosime de strat. Este interesantă, de asemenea, comparaţia performanţelor bucşelor acoperite cu strat subţire din P6P, cu cele indicate în bibliografie, pentru bucşe cu pereţi groşi din cîteva materiale de provenienţă americană (fig. 15, lagăre neunse). Se constată că bucşa încercată de noi, cu cele mai bune rezultate, poate fi folosită într-un domeniu de încercări şi viteze apreciabil sporite faţă de cel al bucşei groase din nylon 6,6 (fără adaos), material cunoscut ca avînd bune proprietăţi.

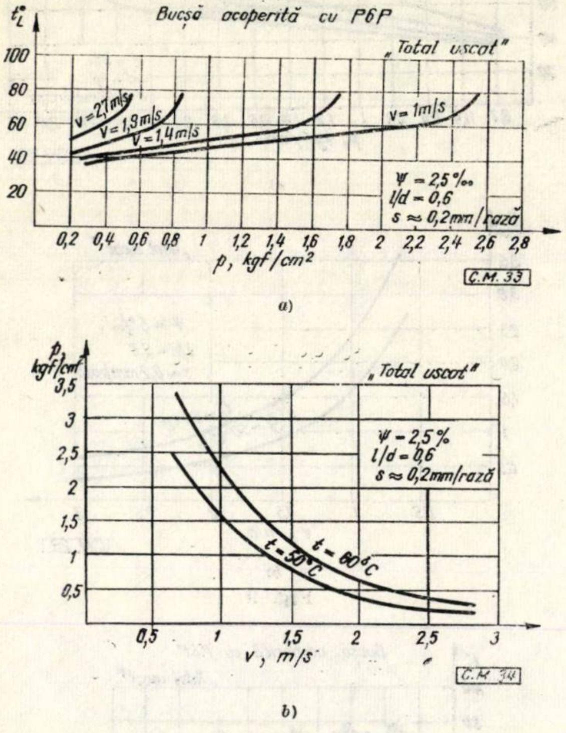


Fig. 12

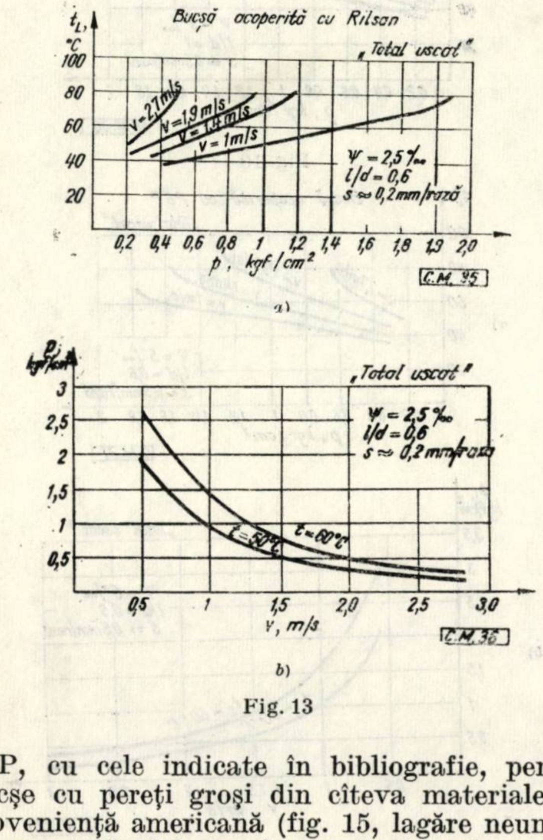


Fig. 13

Valorile $p. v$ sînt în dependenţă directă cu temperatura admisă. În cazul cercetărilor de faţă, temperatura t_L, definită mai sus, măsurată pe exteriorul stratului din material plastic, a fost de 60 °C. Ţinînd seamă de căderea de temperatură, apreciată pentru stratul de poliamidă cu grosimea de 0,5 mm la circa 4—5°C, conform măsurărilor efectuate în cadrul Catedrei (fig. 7), temperatura reală a suprafeţei superficiale active poate ajunge la circa 65°C. Chiar dacă se consideră încălziri locale mai ridicate cu cîteva grade, nu se depăşeşte limita de 80 °C indicată pentru funcţionarea bucşelor din poliamidă.

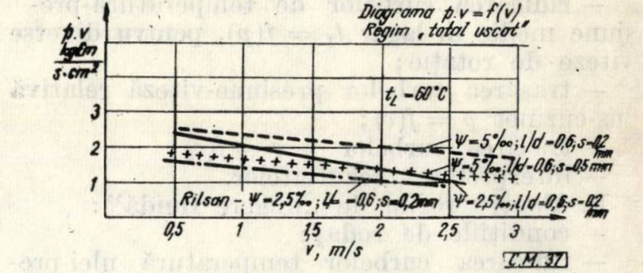


Fig. 14

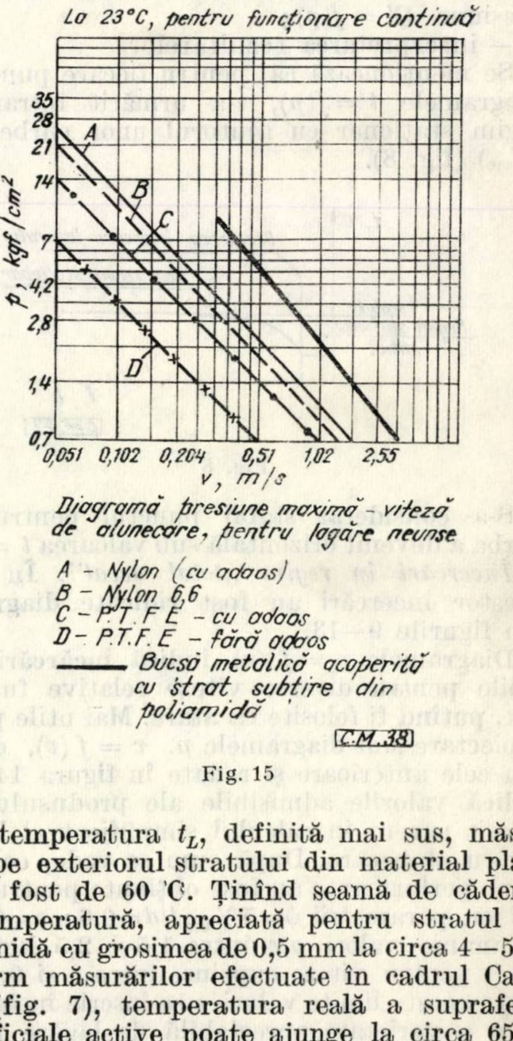
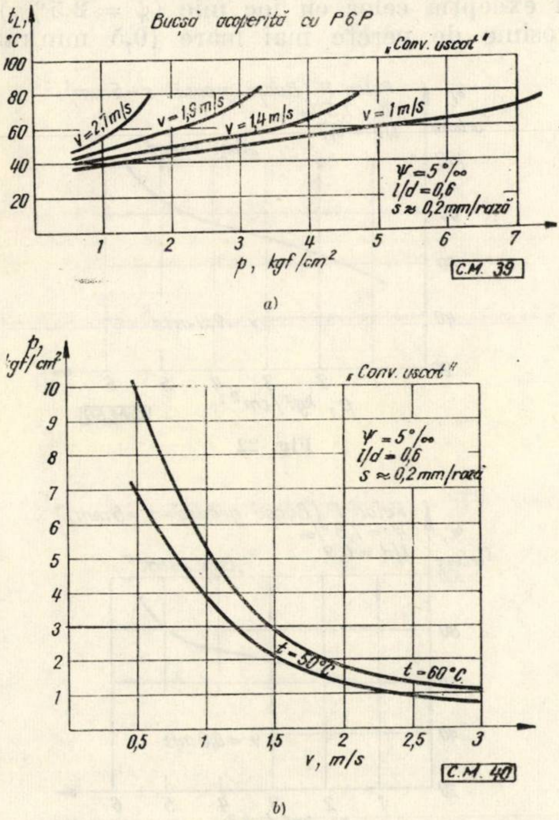


Fig. 15

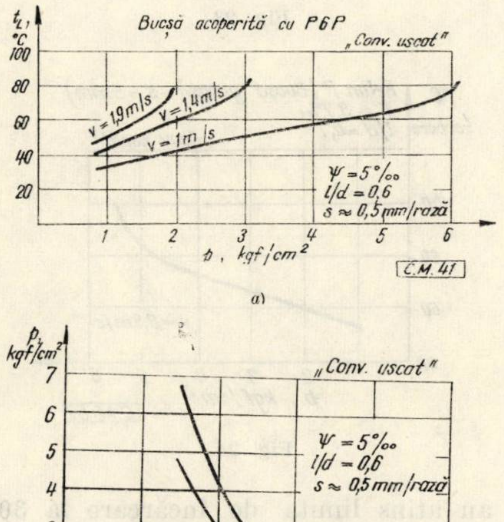
Încercări în regim „convenţional uscat". Rezultatele încercărilor sînt reprezentate în diagramele din figurile 16–20, respectiv pentru curbele $p.\ v = f(v)$, figura 21. Performanţele posibile în acest caz sînt apreciabil mai mari decît în cazul precedent, constatare normală, avînd în vedere prezenţa lubrifiantului în lagăr.



a)

b)

Fig. 16

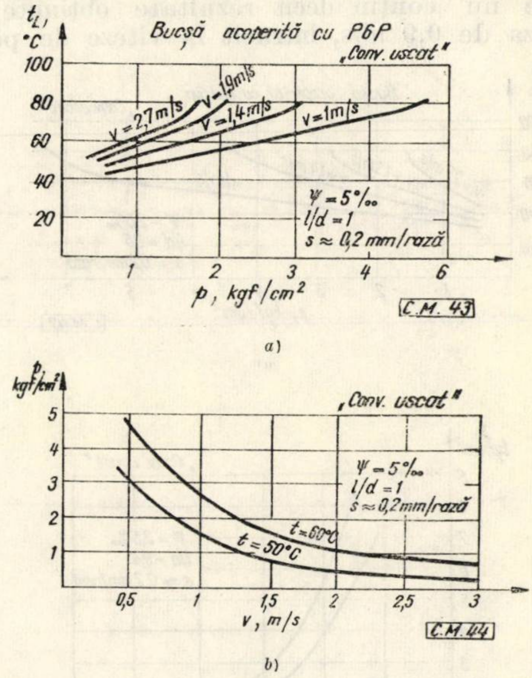


a)

b)

Fig. 17

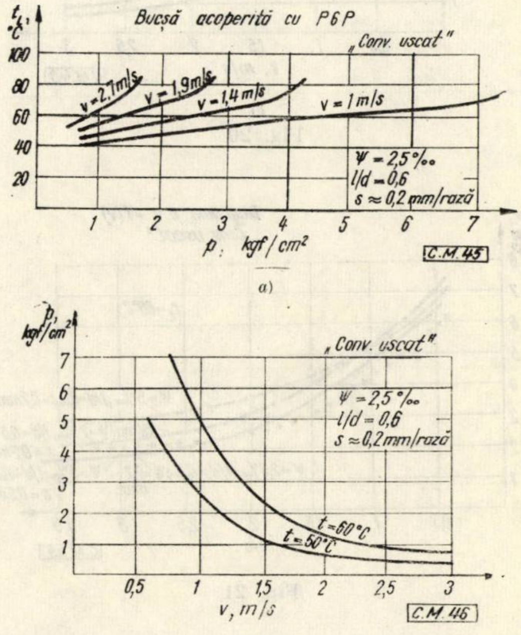
Pentru bucşa cu parametrii $\psi = 50^0/_{00}$; $l/d = 0,6$; $s = 0,2$ mm, s-au obţinut regimuri de funcţionare stabile pentru încărcări mergînd pînă la circa 7,5 kgf/cm², la viteza de 1 m/s, încărcări ce scad destul de repede pentru viteze mai mari (fig. 16 *a*, *b*). Valorile produsului $(p.\ v)_{\text{lim}}$ sînt cuprinse între 3 şi 7 kgf·m/s·cm², pentru viteze corespunzătoare între 3 şi 0,5 m/s (fig. 21).



a)

b)

Fig. 18



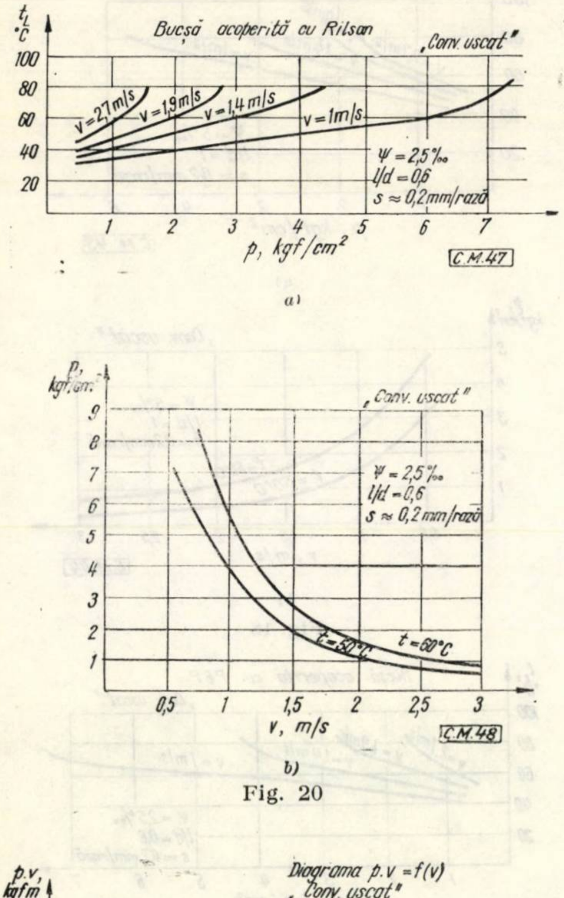
a)

b)

Fig. 19

Încercări efectuate anterior cu bucşe cu pereţi groşi [2] indică, la viteza de 0,9 m/s, limite de încărcare mergînd pînă la circa 4 kgf/cm² pentru poliamidă indigenă fără adaos (relon P), respectiv pînă la circa 5 kgf/cm ² pentru poliamidă cu bisulfură de molibden (fig. 22—24).

Se menţionează că diagramele de comparaţie nu conţin decît rezultate obţinute la viteza de 0,9 m/s, întrucît la viteze de peste 1 m/s încărcările posibile au fost extrem de reduse. Practic deci, pentru bucşe groase, poliamida nu se poate utiliza peste viteze de circa 1 m/s, ceea ce de altfel este recomandat de întreaga literatură de specialitate.



a)

b)

Fig. 20

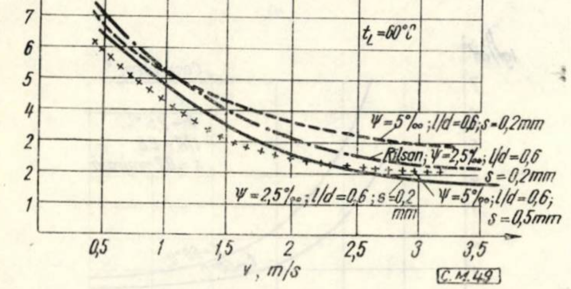


Fig. 21

Încercări în regim de „ungere fluidă". Rezultatele încercărilor sînt redate în figurile 25—28. Încărcarea a putut fi ridicată de data aceasta pînă la 60—70 kgf/cm ², fără defectarea bucşelor, limita fiind fixată de posibilităţile standurilor din laboratorul nostru, nu de capacitatea portantă a bucşelor.

Din studiul diagramelor rezultă că bucşele au funcţionat în condiţii bune la presiunea de circa 50—60 kgf/cm ² şi viteze de 3—1 m/s, cu excepţia celor cu joc mic ($\psi = 2{,}5‰$) şi grosime de perete mai mare (0,5 mm/rază), care au atins limita de încărcare la 30—35 kgf/cm ², pentru viteze identice cu cele de mai sus. Funcţionarea în regim termic stabil, la presiuni atît de ridicate, se explică prin rolul important pe care îl are uleiul în evacuarea căldurii produse în lagăr. Astfel, pentru jocurile relative mai mari (5‰), la încărcări de aproximativ 50 kgf/cm ², au fost vehiculate prin lagăr debite de ulei de 0,08—0,16 l/min

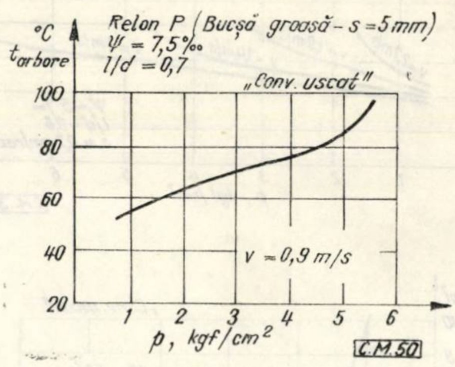


Fig. 22

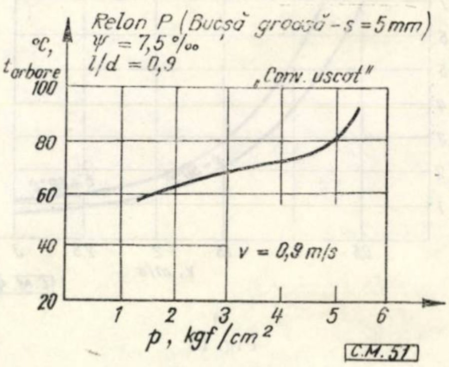


Fig. 23

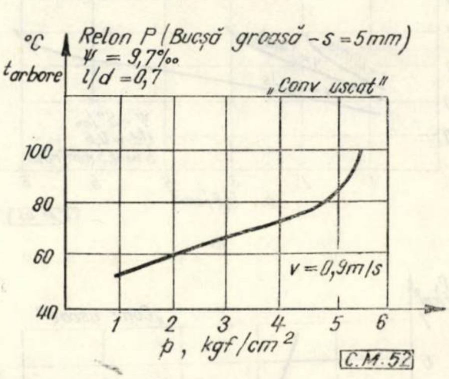


Fig. 24

la viteze periferice fus-cuzinet cuprinse între 1 şi 3 m/s, în timp ce pentru jocurile relative mici ($2{,}5\,‰$), la viteze cuprinse între aceleaşi limite, debitele au scăzut la 0,04–0,09 l/min.

Regimuri stabile de funcţionare la presiuni de 50–60 kgf/cm² au fost posibile şi în cazul bucşelor cu pereţi groşi din poliamidă românească (relon *P*), încercate anterior de noi [2], dar pentru jocuri mult mai mari $\psi = 7{,}5 - 9\,‰$, cînd debitele de ulei scurse prin lagăr au fost de ordinul a 0,4–0,6 l/min la $\psi = 7{,}5\,‰$ şi 0,55 – 0,9 l/min pentru $\psi = 9{,}7\,‰$.

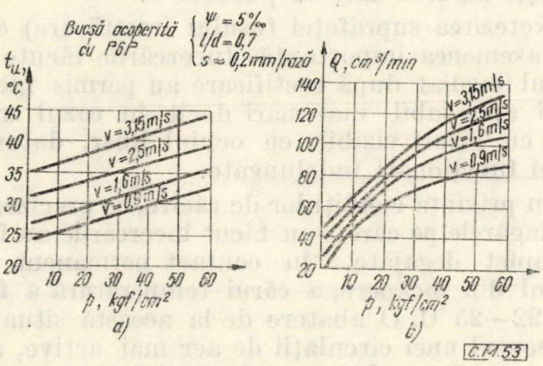


Fig. 25

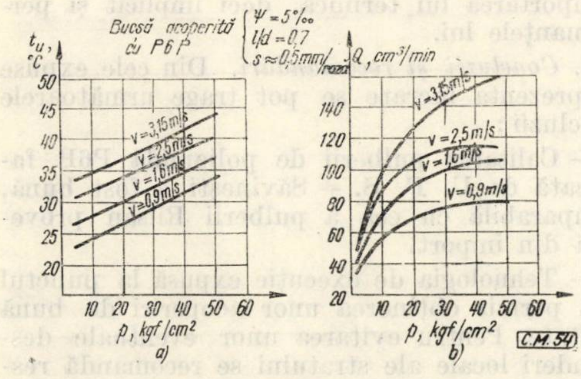


Fig. 26

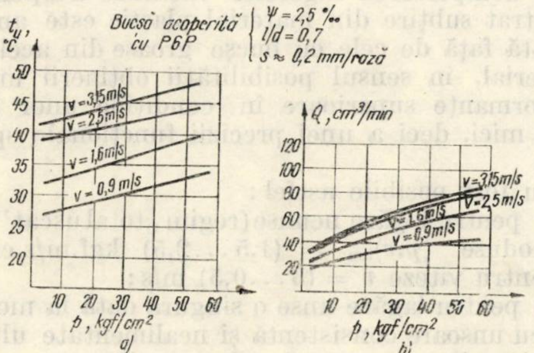


Fig. 27

Valorile citate mai sus scot în evidenţă avantajul important al bucşelor metalice acoperite cu strat subţire de poliamidă, în ceea ce priveşte posibilitatea folosirii lor la încărcări relativ mari, pentru maşini cu funcţionare precisă (jocuri mici) şi cu un consum scăzut de lubrifiant. Semnificativă în această privinţă este şi comparaţia cu performanţele unei bucşe metalice din Bz 10 T STAS 197–1968, care a avut joc $\psi = 2{,}50\,‰$ şi $l/d = 0{,}7$ (fig. 29).

Această bucşă a necesitat, pentru încărcări de circa 50 kgf/cm², debite de ulei similare cu cele măsurate pentru bucşa acoperită avînd aceleaşi caracteristici (ψ şi l/d) şi grosimea de strat de 0,2 mm (0,06–0,1 l/min la viteze de 1–3 m/s).

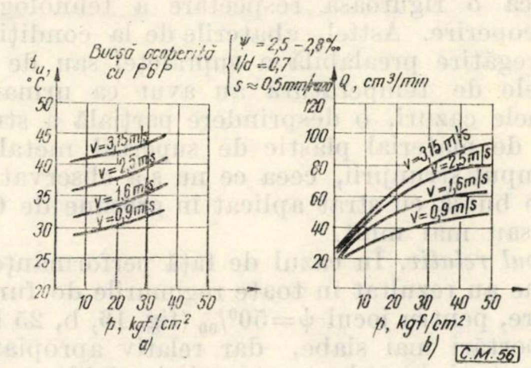


Fig. 28

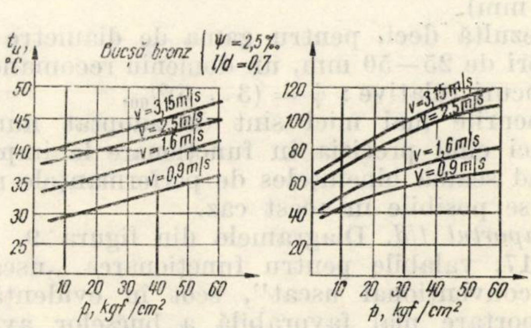


Fig. 29

Evident că, în cazul bucşei din bronz, temperaturile de regim au fost mai scăzute (cu aproximativ 7–8 °C), ceea ce se datoreşte transferului de căldură mai bun prin pereţii exclusiv metalici ai bucşei.

3. *Parametrii influenţi.* Performanţele lagărelor sînt direct influenţate de valorile parametrilor de proiectare (jocul relativ ψ, raportul l/d şi, în cazul bucşelor acoperite, grosimea s a stratului de acoperire), precum şi de condiţiile de funcţionare.

Grosimea stratului de material plastic. Este factorul de primă importanţă pentru acest tip de bucşe, întrucît performanţele lor superioare sînt determinate, aşa cum s-a arătat, tocmai de grosimea redusă a stratului din material plastic. Posibilitățile de transfer de căldură fiind mult ameliorate datorită grosimii foarte reduse a învelișului plastic, comportarea termică a acestor bucșe se apropie de cea a metalului suport. Este semnificativă în acest sens alura asemănătoare a diagramelor $t = f(p)$ cu cele valabile pentru bucșa de bronz (fig. 25—29). Totuși, prezența la interiorul bucșei a stratului de material plastic, cu proprietăți slabe de conductivitate termică, își face simțită influența chiar pentru grosimi atît de reduse, determinînd limitarea performanțelor bucșelor acoperite la valori inferioare celor ale lagărelor metalice. Se observă că, deși din punct de vedere termic, în funcționare, straturile subțiri (0,2 mm) sînt mai favorabile, acestea implică o riguroasă respectare a tehnologiei de acoperire. Astfel, abaterile de la condițiile de pregătire prealabilă a suprafeței sau de la limitele de temperatură au avut ca urmare, în unele cazuri, o desprindere parțială a stratului de material plastic de suportul metalic, în timpul strunjirii, ceea ce nu s-a observat la nici o bucșă cu strat aplicat în grosime de 0,5 mm sau mai mult.

Jocul relativ. În cazul de față performanțele optime au rezultat în toate regimurile de funcționare, pentru jocul $\psi = 50^0/_{00}$ (fig. 16, b, 25 b). Comportări mai slabe, dar relativ apropiate, au avut și bucșele cu jocuri $\psi = 2{,}5^0/_{00}$, cu grosimea stratului din material plastic redusă (0,2 mm).

Rezultă deci, pentru gama de diametre de arbori de 25—50 mm, un domeniu recomandat de jocuri relative : $\psi = (3\ldots5)^0/_{00}$.

Jocurile mai mici sînt de adoptat numai atunci cînd precizia în funcționare le impun, ținînd seamă bineînțeles de performanțele mai reduse posibile în acest caz.

Raportul l/d. Diagramele din figura 9, 11, 16, 17, valabile pentru funcționarea ,,uscat'' și ,,convențional uscat'', scot în evidență o comportare mai favorabilă a bucșelor avînd raportul l/d mic. Către aceeași concluzie au condus și cercetările anterioare, efectuate la Catedră, cu diferite tipuri de bucșe confecționate din materiale plastice. Acest fapt se datorește raportului mai favorabil dintre suprafața exterioară a monturii — rămasă aceeași — și suprafața diminuată de contact dintre fus și bucșă, pe de o parte; suprafeței libere a arborelui oferită pentru cedarea căldurii spre exterior, sporită prin micșorarea lungimii bucșei, pe de altă parte.

Este deci recomandată folosirea unor rapoarte :

$$l/d = 0{,}5\ldots0{,}8.$$

Influențe diverse. Pentru un regim de ungere definit, producerea și evacuarea căldurii sînt influențate în special de calitatea suprafeței, ca și de condițiile de transfer de căldură.

Calitatea suprafeței are acțiune directă asupra coeficientului de frecare, deci asupra cantității de căldură produsă în lagăr. Din acest motiv, suprafețele active (interiorul bucșei și exteriorul fusului) trebuie să fie netede.

Indicații în privința finisării interiorului bucșei au fost date la punctul 1.

Netezirea suprafeței fusului (rectificare) este de asemenea importantă. Încercările făcute cu fusul imediat după rectificare au permis încărcări apreciabil mai mari decît în cazul unui fus cu rizuri vizibile cu ochiul liber, datorite unei funcționări îndelungate.

În privința condițiilor de răcire, se precizează că lagărele pe care s-au făcut încercările au fost complet degajate, în contact permanent cu aerul din încăpere, a cărui temperatură a fost de 22—25 °C. O abatere de la această situație, în sensul unei circulații de aer mai active, sau dimpotrivă o plasare a lagărului într-o zonă unde evacuarea căldurii este mai dificilă, influențează în mod favorabil, respectiv defavorabil, comportarea lui termică, deci implicit și performanțele lui.

4. *Concluzii și recomandări.* Din cele expuse în prezenta lucrare se pot trage următoarele concluzii :

— Calitatea pulberii de poliamidă P6P fabricată de U. F. S. — Săvinești a fost bună, comparabilă cu cea a pulberii Rilsan provenită din import.

— Tehnologia de execuție expusă la punctul 1 a permis obținerea unor acoperiri de bună calitate. Pentru evitarea unor eventuale desprinderi locale ale stratului se recomandă respectarea cu strictețe a tehnologiei de acoperire, îndeosebi pentru straturile subțiri.

— Comportarea lagărelor metalice acoperite cu strat subțire din material plastic este ameliorată față de cele cu bucșe groase din același material, în sensul posibilității obținerii unor performanțe superioare în condițiile unor jocuri mici, deci a unei precizii funcționale sporite.

Au fost posibile astfel :

a) pentru lagăre neunse (regim ,,total uscat'') :
produse $(p.v)_{\text{lim}} = (1{,}5\ldots2{,}5)$ kgf.m/s.cm^2
pentru viteze $v = (3\ldots0{,}5)$ m/s ;

b) pentru lagăre unse o singură dată la montaj cu unsoare consistentă și nealimentate ulterior (regim ,,convențional uscat'') :
produse $(p.\ v)_{\text{lim}} = (3\ldots7)$ kgf.m/s. cm^2
pentru viteze $v = (3\ldots0{,}5)$ m/s ;

c) pentru lagăre unse cu ulei în exces (regim de ungere fluidă) :
încărcări $p = (50\ldots60)$ kgf/cm^2 pentru viteze $v = (3\ldots1)$ m/s ;

cu mențiunea că, la viteze reduse, sînt posibile încărcări superioare valorii $p = 60$ kgf/cm^2, limitată de posibilitățile standului de încercare folosit.

Aceste valori sînt posibile pentru lagăre cu diametrul de 25–50 mm, avînd parametrii de proiectare :

— joc relativ $\psi‰ = (3\ldots5)‰$;
— grosimea stratului $s = (0{,}2\ldots0{,}25)$ mm;
— rapoarte $l/d = 0{,}5\ldots0{,}8$.

Valorile indicate mai sus sînt valabile în condiţiile de funcţionare specificate la punctul 2.

În funcţie de abaterea condiţiilor reale de funcţionare de la cele în care au fost făcute încercările, trebuie consideraţi coeficienţi de siguranţă a căror mărime se va aprecia de la caz la caz.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manea, Gh.* ş. a. Organe de Maşini. – Curs vol. I.

[2] *Manea, Gh., Simionescu, V.* Încercări comparative cu bucşe din poliamidă pentru lagăre cu alunecare. În : Materiale plastice, nr. 2, 1967.

[3] *Manea Gh., Mustafa, M. R.* şi *Pascovici, M.* Asupra temperaturii lagărelor radiale cu alunecare şi efectul izolant al cuzineţilor din materiale plastice. În : Bul. Inst. pol. Buc., nr. 5, 1965.

[4] *Patrik, R. L.* Acoperirea suprafeţelor metalice cu materiale plastice. În : Machine design, 26 sept 1963.

[5] *Landrok, A. H.* Acoperiri cu material plastic în pat fluidizat. În : Chemical engineering progress, febr 1967.

[6] *Makuşkin, A.* Determinarea grosimii acoperirilor cu policaprolactamă obţinute în pat fluidizat. În : Bul. Constr. Maşini, nr. 1, 1965.

[7] *Lavrentiev, G. A.* Influenţa grosimii stratului de policaprolactamă asupra proprietăţilor antifricţiune ale lagărelor de alunecare. În : Bul. Constr. Maşini, nr. 8, 1963.

[8] *Peters, R. L.* Proiectarea rapidă a lagărelor din material plastic. In : British plastics, apr 1963.

[9] *Mitchell, P. D.* Construcţia lagărelor din material plastic. În : British plastics, nov 1964.

[10] Pulberea poliamidică relon P6P. Broşură editată de Uzina de fibre sintetice Săvineşti.

CZ 621.9.047.048

Utilizarea undelor ultrasonore în medii lichide (electrolit) la prelucrarea electrochimică a materialelor în scopul măririi productivităţii şi al netezimii suprafeţelor prelucrate

Ing. Barbu Gheorghe PETRESCU – Institutul Politehnic – Bucureşti
Ing. Mihai MINCĂ – Institutul politehnic – Bucureşti

Prelucrarea electrochimică a găsit un domeniu larg de aplicare în aşchierea unor metale dure sau greu de aşchiat prin alte procedee, precum şi în executarea unor cavităţi interioare profilate sau profilarea unor suprafeţe exterioare. Principiul prelucrării constă în dizolvarea pe cale electrochimică a materiei prime, precipitată sub formă de metal hidroxid, care la rîndul lui este eliminat hidrodinamic din spaţiul dintre electrozi. În cazul acestui procedeu, curentul electric continuu trece prin soluţia de electrolit care se află în intervalul dintre sculă (ca electrod negativ sau catod) şi piesă (ca electrod pozitiv sau anod) acţiunea fiind analogă celei de la pilele electrice, conform legii lui Faraday : $m = K.\ I.\ t$ unde : m = masa metalului dizolvat ; K = echivalentul electrochimic al metalului prelucrat ; I = intensitatea curentului care trece prin soluţie ; t = timpul trecerii curentului.

La avansarea electrodului-sculă către piesă cu o viteză de avans constantă, electronii din suprafaţa piesei sînt antrenaţi în circuitul exterior şi se scurg de la anod către catod, ceea ce are ca efect dislocarea ionilor de metal pozitivi de la suprafaţa piesei ; atomii respectivi trebuie să închidă circuitul electric interior combinîndu-se cu electrolitul. Ca urmare, materialul piesei de prelucrat este silit să se combine într-o sare metalică în electronii care intră în reacţie, determinînd degajarea de hidrogen la catod.

Pentru clarificarea problemei ridicării materialului se consideră o celulă electrolitică (fig. 1) care are un anod din fier, un catod din cupru sau din carbon ; electrolitul este clorură de sodiu Cl Na în soluţie 23,4%. Acest electrolit are o anumită viscozitate, o anumită căldură specifică şi o masă volumică. În celulă,

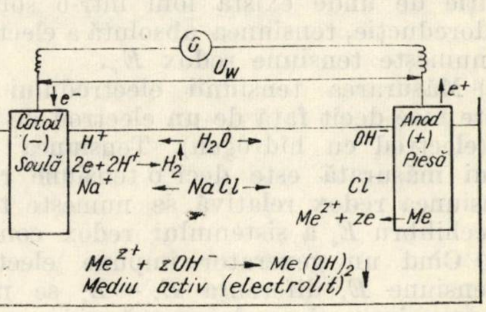


Fig. 1

reacţiile posibile la anod şi la catod se arată în continuare.

La anod:

a. $Cl \rightarrow 1/2\ C_2l + e \rightarrow$ tens. normală a electrodului este $\simeq 1{,}36$ volţi

b. $2\ OH \rightarrow pH_2O + 1/2\ O_2 + 2\ e$ tens. normală a electrodului este $\simeq 0{,}81$ volţi

c. $Fe \rightarrow Fe^{++} + 2\ e$ tens. normală a electrodului este $\simeq 0{,}44$ volţi.

Din aceste reacţii posibile se va produce reacţia c, deoarece îi corespunde cea mai joasă tensiune normală în valoare algebrică.

Ionul Fe trece în soluţie.

La catod:

a) $H^+ + e \rightarrow 1/2\ H_2$ tensiunea normală a electrodului este 9,42 volţi

b) $Na^+ + 2 \rightarrow Na \rightarrow$ 2,70 volţi.

Trebuie să se producă reacţia (a) deoarece îi corespunde cea mai ridicată tensiune normală de electrod, în valoarea algebrică. Ionul de sodiu rămîne în soluţie.

Fenomenul global aparent: în soluţie rămîn moleculele de NaCl, ionii de Na şi ionii de Fe. Totul se petrece ca şi cum s-ar produce reacţiile următoare:

$$Fe + 2\ NaCl + 2\ H_2O \rightarrow Fe\ Cl_2 + 2\ NAOH + H_2 \downarrow$$

fierul dispărînd la anod şi hidrogenul degajîndu-se la catod.

Continuitatea fenomenului se asigură după cum urmează:

a) Într-un solvent ionizant, dar nu ionizat, poate fi cufundat un electrod. Se ştie că un electrod din metal M se acoperă cu un strat de ioni M^{V+} (V^+ este electrovalenţa metalului). Între metal şi solvent ia naştere o diferenţă de potenţial, care se numeşte tensiunea absolută a electrodului II.

b) Dacă electrodul metalic (fără acţiunea chimică asupra soluţiei) este scufundat dintr-o soluţie de unde există ioni într-o soluţie de oxidoreducţie, tensiunea absolută a electrodului se numeşte tensiune redox E_r.

c) Măsurarea tensiunii electrodului nu se poate face decît faţă de un electrod de referinţă (electrod cu hidrogen). Tensiunea electrodului măsurată este deci o tensiune relativă. Tensiunea redox relativă se numeşte tensiune de echilibru E_e a sistemului redox considerat.

d) Cînd un generator impune electrodului o tensiune E_r diferenţa $E_r - E_e$ se numeşte supratensiune şi se înseamnă prin η. Curba variaţiei lui η în funcţie de densitatea curentului se numeşte curbă de suprapresiune sau de polarizare.

Curba de supratensiune are alura din figura 2, în care:

$$i = \frac{\textit{intensitatea curentului}}{\textit{suprafaţa activă a electrodului}}.$$

Se presupune că electrodul este un anod din fier şi că E_r este superior lui E_e, în aşa fel încît „dizolvarea" fierului se produce, astfel:

$$Fe \rightarrow Fe_2 + 2\ e.$$

Dacă E_r, creşte, fierul poate să se dizolve în fier trivalent, şi dacă soluţia este acidă

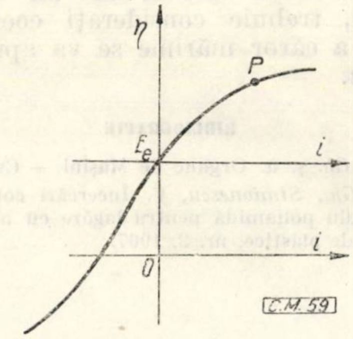


Fig. 2

intervin ionii OH. Se formează în jurul anodului un oxid de hirdoxid insolubil. Anodul nu se mai dizolvă, fenomenul se numeşte fenomen de pasivizare (spre exemplu punctul P de pe curbă). Este necesar să se evite fenomenul de pasivizare pentru ca prelucrarea electrochimică să fie posibilă. Prelucrarea este economică atunci cînd se desfăşoară destul de rapid, ceea ce necesită intensităţi de curent ridicate (conform legii lui Faraday). Problema se poate rezolva prin mai multe procedee însă cea mai modernă este aceea de folosire a undelor ultrasonore, cu ajutorul cărora se poate distruge foarte uşor stratul de oxid format pe piesă.

La aplicarea undelor ultrasonore produse electromecanic direct pe sculă fără particule abrazive electrochimic, netezimea suprafeţelor a fost necorespunzătoare.

La aplicarea undelor ultrasonore direct pe sculă cu folosirea particulelor abrazive în electrolit, s-a ajuns la o viteză şi mai mare de eroziune electrochimică, cu o netezime a suprafeţelor necorespunzătoare şi o uzură mare a sculelor folosite, care practic este inexistentă în cazul prelucrării prin metode electrochimice fără folosirea undelor ultrasonore.

În scopul înlăturării dezavantajelor de mai sus s-a studiat producerea undelor ultrasonore direct în masa lichidului prin utilizarea unor dispozitive simple, de genul fluierelor sau al emiţătoarelor ultrasonice cu lichid. Pentru experienţe s-a construit fluierul cu vîrtej din figura 3.

El este alcătuit dintr-o cavitate cilindrică, în interiorul căreia, este introdus, prin intermediul unui tub, lichidul sub presiunea p_1. Datorită vitezei mari de curgere a lichidului, acesta capătă în cavitate o mişcare de rotaţie, producîndu-se în felul acesta un vîrtej. Efectuînd mişcarea de rotaţie, curentul de lichid scapă printr-o deschidere circulară cu o presiune p_2 şi ca urmare iau naştere ultrasunetele a căror frecvenţă depind de presiunea lichidului.

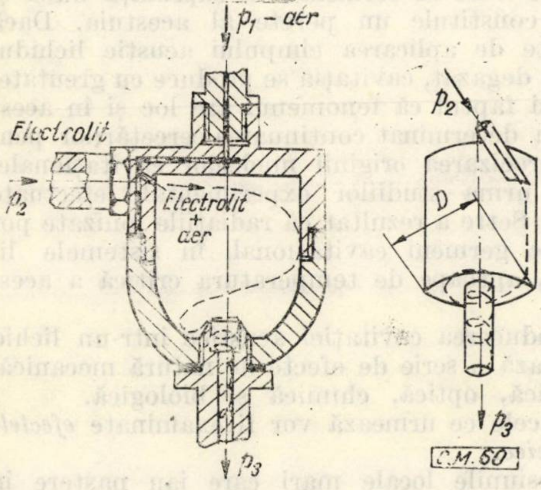


Fig. 3

Frecvenţa fundamentală se poate calcula cu ajutorul relaţiei aproximative

$$f_0 = K\frac{C}{\pi D}\sqrt{\frac{P1-P2}{P2}}$$ unde K este o constantă mai mică decît 1, care indică reducerea vitezei de rotaţie a curentului de gaz datorită frecărilor acestuia de pereţii cavităţii, c viteza undelor acustice prin lichid, D — diametrul cavităţii cilindrice, p_1 — presiunea gazului la ieşire. Pentru a se vedea care este efectul produs de undele ultrasonore asupra înlăturării fenomenului de pasivizare în cazul prelucrării electrotehnice se arată succint fenomenul de cavitaţie acustică.

În termeni generali prin cavitaţie se înţelege fenomenul care constă din ruperea unui lichid şi refacerea imediată a acestuia, sub acţiunea unor tensiuni destul de mari sau a unor variaţii rapide şi puternice de presiune. Situaţii care pot da naştere cavitaţiei se întîlnesc la mişcarea relativă a lichidului în raport cu un obstacol, de exemplu mişcarea elicei unui vapor sau scurgerea lichidului prin duze (cavitaţia hidraulică) precum şi în urma introducerii în masa lichidului a unor unde acustice suficient de intense (cavitaţia acustică).

Sub acţiunea schimbărilor de presiune, întocmai ca şi sub influenţa schimbărilor de temperatură, distanţa mijlocie dintre particulele mediului variază şi atunci cînd această depărtare atinge o anumită valoare, se produce o ruptură a lichidului. Aceasta se întîmplă în momentul în care presiunea acustică este negativă şi anulează presiunea corespunzătoare forţelor de coeziune dintre particulele lichidului. Ruperea de ordin microscopic a mediului este urmată în acele locuri de apariţia unor goluri sau cavităţi. Ruptura nu se produce simultan în toată masa lichidului, ci în punctele de slabă rezistenţă provocată de neomogenitate, numită germen de cavitaţie sau nuclei. De exemplu un asemenea germen poate fi gazul dizolvat în lichid. Experienţele efectuate cu ajutorul concentratoarelor ultrasonice puternice au arătat că fenomenul de cavitaţie nu apare numai decît în focarul concentratorului, adică acolo unde se manifestă presiunea acustică maximă, ci în vecinătatea focarului, dacă în acel loc se află un germen. Deci prezenţa în masa lichidului a neomogenităţilor sau microbulelor este condiţia de producere a cavităţii actustice, la valori ale presiunii acustice mai mici decît rezistenţa la întindere a lichidului.

Sub acţiunea undelor bula de cavitaţie, într-o primă fază, îşi măreşte volumul prin umplerea cu gazul sau aerul care se găsea în locul respectiv în momentul formării ei sau cu vapori rezultaţi prin evaporarea ce se produce la suprafaţa interioară a peretelui. În primul caz are loc aşa-numita cavitaţie gazoasă, iar în celălalt caz, cavitaţie de vapori sau cavitaţie pură. Bula se dezvoltă pînă la o anumită mărime, care la o presiune hidrostatică dată depinde de durata dezvoltării bulei şi de frecvenţa ultrasunetului. Timpul necesar bulei de cavitaţie sferică de rază iniţială R_0 să ajungă la un volum de rază R este dat de relaţia :

$$t=\sqrt{\frac{3}{2}qR^3 0}\int_\alpha^1 \frac{\mathrm{d}\alpha}{\alpha^2\sqrt{(1-\alpha)E(\alpha^2+\alpha)[(pR0+3\sigma)-pR0}}$$

în care q — densitatea lichidului;
σ — tensiunea superficială a lichidului;
p — presiunea hidrostatică;
α — raportul razelor.

După dilatarea relativ lentă pe care o are bula de cavitaţie ea suferă o comprimare bruscă, distrugîndu-se. În cursul acestui proces, gazul sau vaporii aflaţi în interiorul bulei se comprimă în mod adiabatic, temperatura putînd să ajungă pînă la aproximativ 10 000 °C.

Durata necesară contractării bulei de cavitaţie de la un volum cu rază maximă (R_m) la un volum cu raza R se poate calcula cu relaţia :

$$\tau = R_m\sqrt{\frac{3q}{2p}}\int_\beta^1 \frac{\beta\frac{3}{2}d\beta}{\sqrt{(1-\beta)\left[\beta^2+(\beta+1)\left(1+\frac{3\sigma}{pR_m}\right)\right]}};$$

în care β este raportul razelor ($\beta = R/R_m$).

Timpul de închidere a bulei de cavitaţie sau implozia este inferior timpului dezvoltării acesteia. Rayleigh a calculat timpul τ în cazul particular al închiderii complete a bulei ($\beta = 0$) găsind $\tau = 0{,}215\, R_m \sqrt{\frac{p}{p}}$ valoare care concordă destul de bine cu datele obţinute pe cale experimentală.

Ca urmare a distrugerii bulei de cavitaţie se formează o undă de şoc a cărei intensitate este determinată mai cu seamă de mărimea razei maxime pe care o avea bula înainte de procesul de implozie.

Cum la o frecvenţă dată a ultrasunetului raza maximă a bulei depinde de presiunea acustică, rezultă că intensitatea undei de şoc va creşte pe măsură ce creşte valoarea presiunii acustice. Conform ipotezei emisă de Noltink şi Neppiras, confirmată experimental de către Sirotink această corelaţie este justă atîta timp cît durata necesară închiderii bulei de cavitaţie este inferioară unei semiperioade a undei ultrasonore adică atîta timp cît este îndeplinită condiţia : $\tau \leqslant \frac{T}{2}$ în care T = perioada undei ultrasonice.

Întotdeauna închiderea bulei începe imediat după ce a avut loc maximum de presiune acustică şi se efectuează complet pentru $\frac{2\tau}{T} = 1$.

Din relaţia precedentă reiese că există o limitare a intensităţii undei de şoc, pe de o parte datorită faptului că prin creşterea razei maxime a bulei, intensitatea undei de şoc începe să descrească datoriă faptului că bula nu va reuşi să se închidă complet în momentul în care apare semiperioada negativă a undei ultrasonice, iar pe de altă parte există o limitare a undei de şoc şi din partea frecvenţei, atunci cînd presiunea acustică este menţinută constantă. Pe măsură ce frecvenţa creşte, semiperioada ajunge să devină mai mică decît durata de distrugere a bulei de cavitaţie în care caz nu se va produce de asemenea o închidere totală a bulei.

După cum s-a arătat, ruperea lichidului sub acţiunea unui cîmp acustic intens are loc în punctele de slabă rezistenţă a lichidului, acolo unde există un germene cavitaţional, o microbulă capabilă să se dezvolte ulterior. Pînă în prezent nu s-a putut da o explicaţie precisă cu privire la condiţiile existenţei unui asemenea germen şi a originii acestuia. Există însă cîteva ipoteze referitoare la mecanismul formării germenilor de cavitaţie în masa unui lichid.

Conform unei asemenea ipoteze, fluctuaţiile calorice care au loc în interiorul lichidului, pot da naştere unor mici bule umplute cu vapori a căror presiune echilibrează presiunea exterioară.

Cum un lichid conţine gaze dizolvate în masa sa, se mai admite ca germen de cavitaţie existenţa unor bule cu gaz de dimensiuni mici avînd o rază inferioară valorii 10^{-4} cm. Gazul conţinut în bulă este împiedicat să difuzeze în masa lichidului datorită unui strat monomolecular care se formează la suprafaţa bulei şi care constituie un perete al acestuia. Dacă înainte de aplicarea cîmpului acustic lichidul a fost degazat, cavitaţia se produce cu greutate. Totuşi faptul că fenomenul are loc şi în acest caz, a determinat continuarea cercetărilor pentru precizarea originii nucleelor cavitaţionale.

În urma studiilor experimentale efectuate de D. Sette a rezultat că radiaţiile ionizate pot induce germeni cavitaţionali în sistemele lichide, aproape de temperatura critică a acestora.

Producerea cavitaţiei acustice într-un lichid cauzează o serie de efecte de natură mecanică, acustică, optică, chimică şi biologică.

În cele ce urmează vor fi examinate *efectele mecanice.*

Presiunile locale mari care iau naştere în urma imploziilor bulelor de cavitaţie şi care pot atinge 10^6 atm. produc eroziunea unui corp solid imersat. La această acţiune contribuie şi temperatura ridicată generată de contracţia bulelor de cavitaţie la suprafaţa dintre lichid şi corpul solid. Eroziunea datorită cavitaţiei poate fi pusă în evidenţă prin pierderea greutăţii corpului în urma eliminării unei cantităţi din masa acestuia. Gradul de erodare a unui material depinde de mai mulţi factori printre care se numără : intensitatea undei de şoc, natura şi temperatura lichidului, natura gazului dizolvat în lichid, frecvenţa şi presiunea acustică. Eroziunea fiind cauzată de şocurile produse în urma distrugerii bulelor de cavitaţie, este normal ca ea să depindă de intensitatea undelor de şoc. Modul în care acţiunea de eroziune depinde de natura lichidului a fost pus în evidenţă de L. D. Rosenberg (fig. 4).

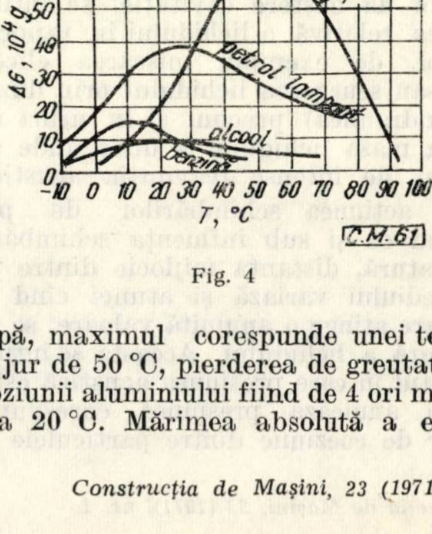


Fig. 4

În apă, maximul corespunde unei temperaturi în jur de 50 °C, pierderea de greutate datorită eroziunii aluminiului fiind de 4 ori mai mare decît la 20 °C. Mărimea absolută a eroziunii este considerabil mai mare în apă în comparație cu cea produsă atunci cînd corpul se găsește cufundat în alte lichide (petrol lampant, benzină, alcool, acetonă).

Spre deosebire de luminiscență și de reacțiile chimice produse în urma cavitației care descresc continuu cu creșterea temperaturii, eroziunea prezintă la început o creștere și apoi o descreștere în funcție de creșterea temperaturii. Faptul că eroziunea crește o dată cu creșterea temperaturii lichidului se explică prin mărirea numărului de germeni cavitaționali. Scăderea eroziunii dincolo de o anumită valoare a temperaturii își găsește explicații în intervenirea unei amortizări a undei de șoc produsă prin implozia bulei.

Vaporii de lichid și gazele dizolvate în acestea reușesc să difuzeze în interiorul bulei; o dată cu creșterea temperaturii elasticitatea vaporilor și a gazelor se mărește făcînd să apară o presiune care se exercită din exterior și care tinde să închidă bula de cavitație. În felul acesta forța undei de șoc se micșorează considerabil și ca urmare scade și eroziunea totală a corpului imersat. Cunoscînd fenomenul de cavitație, în continuare se poate cerceta modul cum se poate îndepărta stratul de oxid format la suprafața pieselor prelucrate electrochimic.

Acțiunea undelor ultrasonore pentru îndepărtarea stratului de oxid format la suprafața pieselor prelucrate electrochimic se bazează pe unele efecte pe care le produc acestea atunci cînd se propagă în electrolitul cu care se lucrează. Studiile recente atribuie efectul de curățare cavitației și nu forțelor acceleratoare mari pe care le produc vibrațiile ultrasonice. Aceasta este dovedită de faptul că procesul de îndepărtarea oxidului încetează complet cînd se impun anumite condiții care fac să nu se producă cavitația (de exemplu creșterea presiunii hidrostatice). Datorită fenomenului cavitației este distrusă și îndepărtată crusta de oxid formată pe suprafața piesei. Acest proces are loc în două etape. Într-o primă etapă se produc bulele de cavitație; urmează imediat fisurarea sau ruperea unei bucăți din stratul de oxid (foarte dur) existent pe suprafața metalului. Este interesant de menționat că bulele de cavitație care vibrează în apropierea stratului nu produc nici o acțiune distructivă atunci cînd suprafața este netedă. În cea de a doua etapă un alt mecanism distructiv poate fi observat. Bulele mici pătrund în porii stratului de oxid sau între golurile ivite între stratul de oxid desprins în parte și suprafața piesei (fig. 5).

Bulele continuă să vibreze și forțele care iau naștere în urma acestor vibrații acționează asupra peliculelor, făcînd să se desprindă tot mai mult de pe suprafața piesei. Ori de cîte ori aceste forțe devin mai mari decît forțele de adeziune dintre peliculă și suprafața piesei sau decît rezistența peliculei, se produce desprinderea descrisă precum și ruperea peliculei. În această a doua etapă, influența cavității propriu-zise nu mai are importanță. Se știe că ultrasunetul are și o acțiune de dispersare. Granulele aflate la suprafața de separație dintre lichid și solid sînt dispersate cu ușurință, deoarece pe o astfel de suprafață apar frecvent germeni de cavitație. Deci procesul de cavitație este datorit, pe lîngă efectul eroziunii produsă de cavitație, și dispersiei impurităților insolubile în lichid. Avînd în vedere că în mediul lichid există în permanență unde ultrasonore, rezultă că, în timpul procesului de prelucrare electrochimic, nu mai are loc fenomenul de pasivizare, adică pe suprafața care se prelucrează nu se mai formează acea peliculă de oxid care să îngreuneze procesul eroziunii electrochimice.

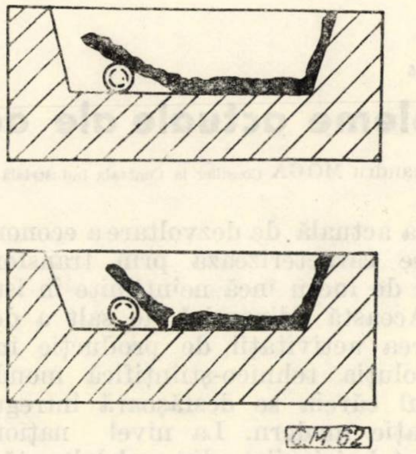


Fig. 5

Concluzii:

— Prelucrarea electrochimică, respectiv eroziunea scade o dată cu creșterea temperaturii electrolitului, astfel ajungînd ca la temperatura de fierbere a electrolitului procesul de erodare să fie nul.

— La începutul prelucrării vitezele de erodare sînt maxime, iar pe măsură ce se desfășoară eroziunea în timp vitezele scad pînă la zero, datorită formării unui strat de oxid pe anod, care este în general foarte subțire și foarte fragil.

— În cazul producerii undelor ultrasonore direct în electrolit se va avea în vedere că fenomenul de cavitație este maxim în jurul temperaturii de 50 °C în cazul folosirii apei ca mediu lichid.

Deci se va avea în vedere ca temperatura electrolitului să nu depășească 50 °C.

BIBLIOGRAFIE

[1] Acad. *E. Bădărău*, Ultraacustica fizică şi tehnică. Editura tehnică Bucureşti, 1967.

[2] *A. F. Neppiras*. Prelucrarea şi formarea prin ultrasunete. Ultrasonics Nr. 2, 1964 p. 167–173.

[3] *B. Brown*. Progrese recente în aplicarea ultrasunetelor la procesele de prelucrare. Machinery 106, nr. 2744, 1965 p. 1 300–1 302.

[4] Prelucrarea electrochimică. La Machine – outil française 33, nr. 240, mai 1968, p. 121–125.

CZ 621.658.5

Probleme actuale ale activităţii de producţie industrială

Ing. Alexandru MOGA Consilier la Centrala industrială de maşini-unelte

Etapa actuală de dezvoltare a economiei mondiale se caracterizează prin transformări şi ritmuri de lucru încă neîntîlnite în istoria tehnicii. Această dinamică de salt a determinat înscrierea activităţii de producţie industrială în revoluţia tehnico-ştiinţifică mondială, sub imperiul căreia se desfăşoară întregul proces de creaţie modern. La nivel naţional, asemenea tehnicienilor din celelalte ţări, sîntem convinşi că reducerea la minimum, ca timp şi ca număr de verigi, a lanţului idee originală—produs nou este una dintre principalele măsuri care condiţionează valorificarea cît mai eficientă a muncii de creaţie. Recunoaşterea acestei realităţi creează însă obligaţia luării în considerare a întregului complex de probleme generate de acest proces.

Analiza sub acest aspect a ansamblului de mijloace şi metode de lucru aferente producţiei industriale moderne duce la constatarea că, în timp ce în unele ţări revoluţia industrială se găseşte încă în plin avînt, în altele ea este considerată ca fiind depăşită ca să facă loc etapei, logic subsecvente, a revoluţiei conducerii şi organizării. Se stabilesc astfel, treptat dar sigur, sub ochii noştri, legile unei noi ştiinţe, ştiinţa conducerii. Sub numele ei încă în forma importată, această nouă disciplină, acest ,,management'' se profilează ca o disciplină de graniţă între ştiinţă şi artă. Se poate considera că obiectul acestei noi discipline a conducerii şi organizării îl constituie planificarea, îndrumarea şi comanda efortului uman pentru înscrierea fiecărei unităţi constituite în politica generală urmărită. Cu alte cuvinte, ea reprezintă un ansamblu de legi care guvernează organizarea avansată a producţiei industriale.

În accepţia modernă, producţia industrială este un proces complex care cuprinde activitatea de pregătire, de executare şi de distribuire a bunurilor confecţionate în întreprinderi şi instalaţii industriale. În sens restrîns, ea constă într-o succesiune de operaţii directe, menite să schimbe forma naturală a materialelor şi să le combine în vederea realizării diferitelor produse. Acest proces direct, de bază, unic la originea sa, s-a completat şi continuă să se completeze cu un complex de activităţi şi de operaţii indirecte, auxiliare, constituind în ansamblu procesul complex al producţiei industriale în sensul foarte larg actual. Astfel, procesul de producţie lărgit nu se mai limitează strict la activitatea efectivă de execuţie ci este considerat ca un sistem complex care, prin metode specifice rezolvării pe calea modelării matematice a proceselor, trebuie să fie optimizat sub toate aspectele.

Considerată astfel, activitatea de producţie industrială necesită o organizare distinctă în cadrul general al organizării economiei fiecărui stat, organizare care trebuie să ţină seamă atît de condiţiile generale valabile pentru economia mondială, cît şi de condiţiile specifice economiei proprii statului şi produsului considerat.

Avînd în vedere faptul că locul de întîlnire a produselor industriale, piaţa mondială, este supus anumitor legi cărora nu li se mai pot sustrage întreprinderile moderne, cunoaşterea acestor legi, studierea şi actualizarea lor permanentă, cu aplicare la organizarea producţiei industriale, trebuie să constituie preocuparea de bază a economiei statelor şi a iniţiatorilor tuturor legăturilor sistemului economico-productiv mondial.

Parametrii dezvoltării producţiei industriale moderne sînt incomparabili mai evoluaţi decît omologii lor din deceniile anterioare. La baza lor stau studii cu caracter conjunctural, prospectiv, previzional, economic etc., elaborate prin metode, după legi şi cu mijloace matematice, statistice, stocastice etc., avînd soluţii optimizate cu ajutorul calculatoarelor. Procesele mecanizate, automatizate, cibernetizate, în coexistenţă cu cele clasice încă în uz, situează pe actualii ingineri din procesul complex al producţiei industriale în faţa unor probleme cu diversităţi şi responsabilităţi care nu pot fi înţelese fără ajutorul cunoştinţelor ştiinţei organizării şi conducerii şi al celor ale cercetării operaţionale.

Ştiinţa organizării trebuie să răspundă imperativelor privind stabilirea, în funcţie de elementele conjuncturale, a unui ansamblu structural al întreprinderilor industriale suficient de elastic pentru a putea corespunde necesităţilor prezente şi de perspectivă. Sistemul organizatoric cel mai corespunzător trebuie să înlăture dezavantajele schemelor organizatorice instituţionale existente în prezent în întreprinderile industriale.

La scară internaţională, unităţile constituite şi organizate pe principii tradiţionale asistă la lupta politică şi economică dintre grupările industriale transnaţionale şi cele naţionale, fără prea multe şanse de a rămîne neutre un timp îndelungat. Producţia de automobile, de pildă, problemă pe care fiecare stat industrial a trebuit să o rezolve pentru necesităţile proprii, este cu neputinţă să se rezume la condiţii locale. Fără asigurarea legăturilor cu piaţa internaţională şi fără reglementarea în acest ansamblu a problemei preţurilor de cost şi de desfacere, pregătirea unei fabricaţii raţionale de automobile este iluzorie. Este foarte instructivă în această privinţă o paralelă Volkswagen-Ford care arată că în timp ce ,,gărgăriţa'', ca automobil popular foarte bine studiat sub toate aspectele, se desface în număr mare şi pe piaţa americană, pregătirea la Detroit a ultimului automobil popular Ford, insuficient studiat sub aspectul conjunctural, a constituit un insucces pentru o uzină a cărei experienţă este departe de a fi contestată.

Oficializarea şi repartiţia primei sute de întreprinderi transnaţionale (întreprindere transnaţională înseamnă cifră de afaceri peste un miliard franci francezi, în proporţie de minimum 20% angajată pe pieţele ţărilor puternic industrializate), din care 67 în S. U. A., cîte 5 în Elveţia şi Franţa, cîte patru în Anglia şi cîte trei în Olanda, Italia şi Canada şi cîte două în Belgia şi Suedia sau comune (Anglia-Olanda), arată de către ce state şi ce ponderi industriale sînt aduse în arena pieţii mondiale.

În opoziţie cu forţa monetară transnaţională, întreprinderile mijlocii şi mici cu suport financiar naţional, departe de a fi sortite pieirii, se organizează pentru o convieţuire avantajoasă de lungă durată. Principiile de bază ale acestor întreprinderi s-ar putea sintetiza astfel:

— întreprinderile mici şi mijlocii să nu se lanseze pe pieţe acaparate de marile întreprinderi; ele pot cu mai multă supleţe să satisfacă unele cerinţe speciale ale beneficiarilor (spre exemplu, maşinile elveţiene de înaltă precizie pentru prelucrarea prin aşchiere, preferate în toată lumea);

— pentru astfel de întreprinderi se recomandă pieţe noi, de dimensiuni reduse, unde condiţiile tehnice, impuse de beneficiari, sînt bine stabilite; seriile reduse, specifice acestor condiţii, pot fi omogenizate şi mai uşor controlate, riscul de a rezulta produse de calitate a doua fiind minim;

— întreprinderile sînt individual obligate să-şi cunoască perfect şi să-şi dezvolte calităţile specifice, devenind treptat indispensabile;

— întreprinderile mijlocii şi mici trebuie să fie conştiente că ele pot crea şi lansa numai cu foarte mari greutăţi produse noi, în primul rînd datorită insuficienţei legitime a potenţialului monetar propriu; în astfel de condiţii, ele trebuie să se preocupe în permanenţă de căutarea unor produse speciale pentru beneficiari speciali;

— este neapărat şi permanent necesară cunoaşterea cît mai amănunţită a situaţiei interne şi internaţionale în domeniul atacat şi surclasarea acesteia prin orice mijloace;

— este practic interzisă lansarea pe piaţă a unor produse incomplet studiate; rezultatele în exploatare, urmărite cu asiduitate şi competenţă, pe lungă durată, trebuie să fie ireproşabile;

— se impune stabilirea iniţială, pe bază de plan de perspectivă, plan coordonator şi planuri de detaliu, a volumului de producţie şi a tuturor cheltuielilor necesare pe toată durata rentabilă de fabricare;

— trebuie calculată cu cît mai mare precizie şi cu optimism ponderat rentabilitatea produsului, analizîndu-se în amănunt factorii de risc;

— trebuie cunoscută şi aplicată cu consecvenţă politica preţurilor de desfacere minime, cu beneficii totuşi maxime;

— trebuie minimizate numeric cadrele, motivîndu-se perfect necesitatea fiecărei persoane implicate în procesul de producţie.

Asemenea argumente au determinat dirijarea şi situarea pe baze noi a activităţii economice în ţara noastră şi, în cadrul acesteia, a organizării producţiei industriale, cu reflexe puternice în industria constructoare de maşini, făcînd, între altele, obiectul dezbaterilor Conferinţei naţionale a P. C. R. încă din luna decembrie 1967, ale cărei concluzii s-au concretizat în cuvintele:

,,Orice activitate economică trebuie să corespundă unor cerinţe concrete ale societăţii, să răspundă unor nevoi reale ale vieţii materiale şi spirituale a oamenilor, asigurînd în acelaşi timp creşterea continuă a avuţiei naţionale, sporirea venitului naţional''. (Nicolae Ceauşescu, Raport la Conferinţa naţională a P. C. R., din 6—8 decembrie 1967).

Această maximă, care constituie baza dezvoltării economiei şi industriei noastre viitoare, a fost dublată de măsuri menite să asigure condiţiile tehnico-materiale necesare organizării conducerii ştiinţifice a activităţii economice şi a proceselor tehnologice.

În consecinţă, în septembrie 1967 a luat fiinţă Centrul de perfecţionare a pregătirii cadrelor de conducere din întreprinderi — CEPECA — şi, prin încheierea unei convenţii tripartite între guvernul nostru, Organizaţia Internaţională a Muncii şi Organizaţia Naţiunilor Unite, s-a organizat punerea lui în funcţiune pentru următoarele programe experimentale : perfecţionarea în conducerea întreprinderilor ; organizarea ştiinţifică a producţiei şi a muncii ; specializarea în studiul muncii ; iniţierea în organizarea şi cercetarea operaţională ; iniţierea în deservirea matematică a calculatoarelor electronice. În cadrul aceluiaşi centru s-au desfăşurat studii pregătitoare într-o serie de întreprinderi pilot, în vederea introducerii sistemelor automate de prelucrare a datelor şi a utilizării eficiente a capacităţii unităţii de calcul electronic pusă în funcţiune în cursul anului 1969. Între unităţile experimentale se numără şi uzinele ,,23 August'' şi ,,FEMUAB''.

Pe aceeaşi linie şi în aceeaşi perioadă a fost înfiinţat Institutul pentru studierea conjuncturii economice internaţionale, care şi-a început activitatea cu o serie de studii privind oportunitatea realizării, dimensiunile raţionale, amplasarea optimă etc. ale unor importante obiective, cu implicaţii directe sau conexe în industria constructoare de maşini.

La fixarea coordonatelor actuale ale industriei noastre constructoare de maşini, al cărei plan de dezvoltare pe cincinalul 1971–1975 prevede investiţii de importanţă excepţională, în afara celor arătate, trebuie să se ţină seama de faptul că perioada puternic ascendentă corespunde ultimului deceniu şi îşi are originea în pregătirile din deceniul anterior. Cum, ca întindere în timp, un interval de 1–2 decenii echivalează cu timpul de formare a unor bune cadre de conducere, înseamnă că limitele acestei perioade corespund atît indicaţiilor şcolii clasice a lui G. Schlesinger şi H. Fayol, cît şi celor ale şcolii moderne a conducerii previzionale a proceselor de producţie industrială. Cu alte cuvinte, sarcina noastră este aceea de a organiza şi armoniza, în obiectivele industriale, funcţiuni care se încadrează încă într-o gamă largă, pornind de la cele care derivă din : funcţiunea comercială, cuprinzînd activitatea de desfacere a producţiei comercializabile ; funcţiunea de aprovizionare, cuprinzînd asigurarea întregului lanţ tehnologic cu materiale, semifabricate, produse finite şi prestare de servicii ; funcţiunea tehnică, cuprinzînd pregătirea activităţii de producţie pentru îmbunătăţirea produselor curente şi pentru crearea de produse noi, în toate compartimentele ; funcţiunea personal, cuprinzînd toate problemele legate de cadrele participante direct sau indirect la activitatea de producţie ; funcţiunea financiară şi contabilă, cuprinzînd asigurarea şi administrarea mijloacelor băneşti ; funcţiunea administrativă, cuprinzînd problemele efective de dirijare raţională pe întregul parcurs al pregătirii, executării şi desfacerii producţiei industriale, pentru a ajunge în final la succesiunea proceselor, cu bază previzională, actuale : fixarea obiectivelor, definirea metodelor şi mijloacelor de producţie, executarea produselor sau a lucrărilor, aprecierea rezultatelor în raport cu obiectivele, acţiunile corective care stau la baza noilor decizii.

Cu luarea în seamă a tuturor acestor funcţiuni, procesul complex al producţiei industriale împrumută caracterul unui proces dinamic automatizat reprezentat schematic, de exemplu, ca în figura 1, în care elementele informaţionale notate în lungul săgeţilor pline formează mărimile de intrare, iar elementul decizional notat în lungul săgeţii întrerupte reprezină mărimea de comandă pe calea de reacţie.

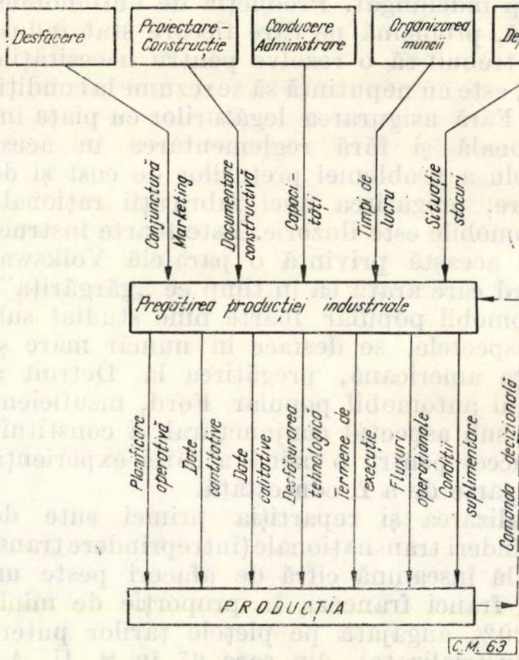


Fig. 1

Conform noilor principii de organizare şi conducere, principalii parametri ai acestui proces industrial complex se împart în trei grupe mari : a) parametrii economici – comerciali (costuri, credite, acumulări) ; b) parametrii de flux (mărimea loturilor, frecvenţa ciclurilor, variantele decizionale, debitele de produse, succesiunea fazelor) ; c) parametrii tehnologici (proiectare-construcţie, planificare operativă a producţiei, conducerea proceselor de producţie, organizare, rezultate obţinute, tipul producţiei). O analiză succintă a acestora indică :

— pentru parametrii din grupa a), la prima vedere s-ar părea că beneficii maxime pot fi obţinute prin creşterea preţurilor de vînzare ; în realitate, legile marketingului influenţează asupra producţiei economice, în funcţie de parametrii economic-comerciali, după cu totul alte criterii (pieţe închise, pieţe deschise, monopoluri, competitivitate etc.), şi aceasta ţinînd seamă numai de primul parametru.

Problema creşte în complexitate dacă se introduc şi ceilalţi doi parametri, creditele şi acumulările;

— pentru parametrii din grupa b), analiza este condusă separat pentru fiecare element în parte. Concluziile sînt departe de a fi uşor de tras şi de cele mai multe ori ele duc la variante opţionale condiţionate de direcţiile urmărite pe linia optimizării proceselor respective de producţie;

— parametrii tehnologici din grupa c) sînt cei care determină modificarea structurală a proceselor de fabricaţie; politica simplificării, tipizării, standardizării în proiectare, aceea a clasificării reperelor pe familii şi folosirea tuturor similitudinilor tehnologice şi constructive, divizarea uzinelor şi a secţiilor productive pe criterii de similitudine cu amplasare tehnologic secvenţială sînt probleme capitale de a căror rezolvare raţională depinde în cea mai mare măsură succesul activităţii de producţie industrială, aceştia fiind de altfel parametrii cei mai mult studiaţi în prezent şi la noi.

Independent de acest mare capitol organizatoric şi de conducere, trebuie să se bucure de o atenţie egală capitolul metodologic al activităţii de cercetare operaţională. Pe această linie, cunoştinţele pe baza cărora se rezolvă problemele producţiei industriale sînt atît de distanţate de convenţionalismul anterior cu numai două decenii, încît fără actualizări permanente, contemporanii primelor riscă să nu le mai înţeleagă pe cele din urmă.

O incursiune oricît de periferică în acest capitol, asupra căruia este necesară o revenire în detaliu şi care, tratat separat, ocupă tomuri întregi, arată existenţa unei terminologii proprii şi a unor metode de lucru speciale, caracteristice problemelor de optimizare şi instrumentului matematic al cercetării operaţionale necesar rezolvării lor.

Definirea cercetării operaţionale, fixarea obiectului şi a etapelor de rezolvare a problemelor sale constituie preambulul sarcinilor care decurg din Directivele Congresului al X-lea al P. C. R. Adîncirea acestor sarcini şi tratarea pe calea modelării matematice a procesului complex al producţiei industriale sînt acţiuni care răspund imperativului „activităţi moderne — oameni moderni".

BIBLIOGRAFIE

[1] Documentele Congresului al X-lea al P. C. R.

[2] *Moga, Al.* Organizarea pregătirii producţiei industriale. Studiu de sinteză, Bucureşti, ICDT, 1970.

[3] Buletinele informativ-documentare CEPECA, Bucureşti 1968–1969.

CZ. 621 :658.562

Aplicarea teoriei fiabilităţii în industria construcţiilor de maşini

Ing. Radu MOŢOIU – I.C.T.C.M. – Bucureşti

Dezvoltarea teoriei fiabilităţii este o urmare firească a eforturilor depuse pentru mărirea eficienţei activităţilor umane, rezultat normal al progresului — în raţie geometrică — al ştiinţei şi artei inginereşti.

Cu mici variante de formulare, nesemnificative, definiţia fiabilităţii este: „probabilitatea ca un sistem (echipament, piesă) să-şi îndeplinească funcţiunea în mod corespunzător, pentru o perioadă de timp, în condiţii de funcţionare date".

Cunoscînd această definiţie, se vede imediat că aplicarea în practică a teoriei fiabilităţii completează modul de gîndire tehnic în general şi ingineresc în special prin necesitatea de a defini fără echivoc, pentru fiecare caz în parte, ceea ce este corespunzător şi necorespunzător. De aici provin şi inerentele dificultăţi de aplicare, care se nasc din exigenţa variabilă a oamenilor. Aceste dificultăţi pot fi depăşite dacă se apreciază la justa ei valoare teoria fiabilităţii. Ar fi greşit să se înţeleagă că realizarea unei fiabilităţi maxime este idealul în tehnică. Acest lucru este echivalent cu o apreciere incorectă a ceea ce înseamnă „corespunzător".

În fapt, teoria fiabilităţii nu este decît un mod de gîndire şi calcul ingineresc. Utilizînd în formularea şi exprimarea legilor sale elemente de calcul al probabilităţilor, teoria fiabilităţii permite ca, în urma acumulării de observaţii, să se poată face prognoze asupra funcţionării sistemelor sau echipamentelor tehnice. Plecînd de la aceste premise, se deduce imediat că, în aprecierea fiabilităţii care trebuie obţinută, punctul de plecare îl constituie importanţa misiunii pe care o îndeplineşte echipamentul respectiv. Este de la sine înţeles că un echipament astronautic, unul militar sau unul destinat uzului menajer nu trebuie să aibă aceeaşi fiabilitate. Argumentele sînt de ordin tehnic, de ordin economic şi al uzurii morale a echipamentului. În acelaşi timp, oricărui produs trebuie să i se asigure un grad minim de fiabilitate. Numai aşa beneficiarii lui pot să-l achiziţioneze, să-l folosească economic şi raţional, iar producătorul să-l poată desface pe piaţa naţională şi internaţională şi să aibă un minim de cheltuieli în termenul de garanţie. Atît în teorie cît şi în practică se demonstrează că există o strînsă legătură între fiabilitatea unui echipament şi economicitatea fabricării şi folosirii lui. Orice compromis asupra limitelor noţiunii de ,,corespunzător'' constituie în fapt reduceri ale fiabilităţii, cu efectul economic respectiv (mai mult sau mai puţin evident, în funcţie de modul în care se ţine contabilitatea).

Poate unul dintre cele mai remarcabile lucruri, după o studiere atentă a teoriei fiabilităţii, este constatarea că o serie de adevăruri evidente constituie legi de bază fie demonstrate matematic, fie enunţate ca postulat. De pildă, la baza teoriei procedeului de deteriorare se află postulatul care afirmă că un lanţ se rupe întotdeauna la veriga cea mai slabă.

Căutarea acestei verigi într-un echipament şi acţionarea asupra ei prin mărirea rezistenţei sale, înlocuirea preventivă la anumite perioade de timp, respectiv mărirea posibilităţilor ei de întreţinere şi reparare, acestea sînt pe scurt posibilităţile pe care le oferă aplicarea teoriei fiabilităţii.

Analiza procesului de defectare demonstrează că rezistenţa unui obiect scade în timp. Scăderea este provocată de acţiunea mediului ambiant, de sarcina aplicată sau de acţiunea combinată a acestor factori (fig. 1).

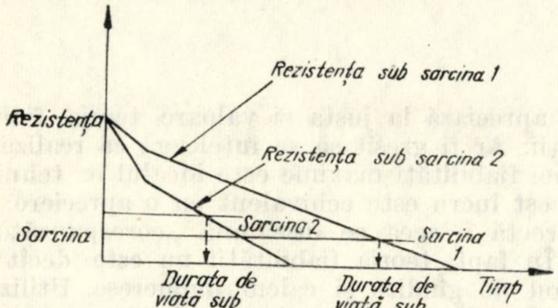


Fig. 1.

În momentul în care rezistenţa obiectului devine egală cu cea a sarcinii aplicate, obiectul se deteriorează (cade). Dacă sarcina aplicată este variabilă în timp (fig. 2) se mai poate defini un interval de încredere a determinării sarcinii celei mai mari posibile. Diagrama rezistenţă-sarcină-timp capătă aspectul din figura 2.

Se constată că se poate defini astfel şi un interval de încredere a duratei de viaţă a obiectului. Utilizînd această tehnică, se poate conta ca durata reală de viaţă să fie cuprinsă între două valori t_1 şi t_2 cu o probabilitate de 2/3.

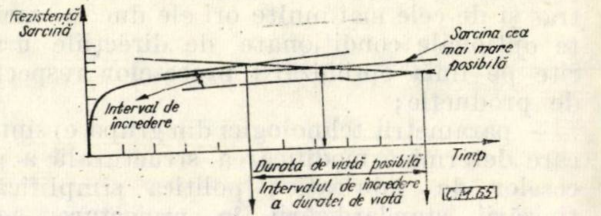


Fig. 2.

Diagramele prezentate sînt specifice unui singur obiect. În realitate, din activitatea industrială rezultă o populaţie de obiecte. Rezistenţele acestora nu vor fi egale, ci vor prezenta o anumită dispersie, în funcţie de gradul de asemănare al obiectelor. Diagrama rezistenţă-sarcină-timp capătă, pentru obiectele care au o limită de anduranţă, aspectul din figura 3.

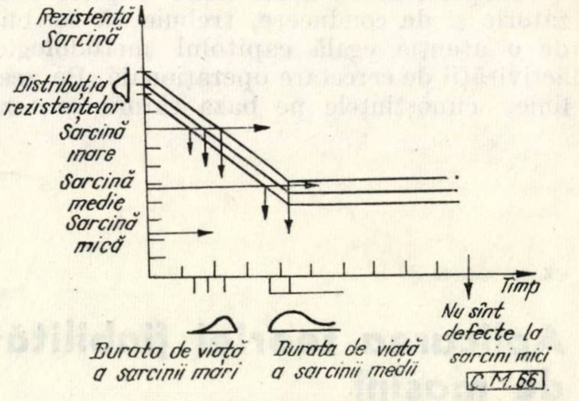


Fig. 3.

Pentru producţie şi exploatare este foarte important ca dispersia rezistenţelor obiectelor să fie păstrată în anumite limite convenabile. Aceasta înseamnă ca obiectele fabricate să fie cît mai asemănătoare între ele, respectiv să aibă legi de comportare cît mai apropiate. Conceptul de asemănare a obiectelor permite aplicarea noţiunilor de statistică în calculul fiabilităţii numai dacă toate obiectele studiate constituie populaţii situate în acelaşi univers ambiant. Şi de aici cîteva prime concluzii evidente, adesea omise în viaţa de zi cu zi.

Obiecte asemănătoare, formînd aceeaşi populaţie (de exemplu, din acelaşi lot de fabricaţie), puse în ambianţe şi condiţii de funcţionare diferite, vor urma legi de deteriorare diferite şi ca atare vor avea fiabilităţi diferite. Nu se poate cere ca un obiect supus unei ambianţe adverse şi folosirii necorespunzătoare să se comporte tot aşa de bine ca în condiţiile de exploatare pentru care a fost conceput.

Altă concluzie este aceea că se poate acţiona în sensul măririi asemănării dintre obiectele formînd o populaţie, prin exercitarea unui control convenabil orientat. Există două procedee de control posibile: controlul procesului şi selecţia.

Controlul procesului are ca scop mărirea gradului de asemănare acţionînd prin înseşi operaţiile care fac ca în mod natural obiectele să fie asemănătoare (în speţă, prin operaţiile din procesul tehnologic de prelucrare). Controlul procesului conduce la folosirea aparaturii de control activ şi a instalaţiilor de comandă şi reglare, precum şi la studiile de perfecţionare a tehnologiilor de prelucrare.

Selecţia, avînd la bază o operaţie de acceptare şi refuzare, măreşte asemănarea obiectelor dintr-o populaţie prin eliminarea obiectelor cel mai puţin asemănătoare. În practică, metoda selecţiei se regăseşte în aplicarea controlului final al pieselor şi produselor.

Pentru obiectele specifice industriei construcţiilor de maşini, diagramele rezistenţă-sarcină-timp sînt mai complicate decît cele arătate în figurile 1, 2, 3, întrucît viteza de deteriorare nu este întotdeauna constantă. Din această cauză s-au căutat alte metode de apropiere de problemă. Ele sînt legea exponenţială şi legea cea mai generală a lui Weibull.

Legea exponenţială se aplică deosebit de bine produselor industriei electronice-electrotehnice. Legea lui Weibull se aplică obiectelor cu un caracter mecanic accentuat şi obiectelor electrotehnice.

Legea exponenţială este dată de relaţia:

$$V(t) = e^{-\lambda t},$$

iar legea lui Weibull de relaţia:

$$V(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}},$$

în care:

$V(t)$ este funcţia de fiabilitate;
t — timpul;
λ — intensitatea momentană a căderilor;
β, γ, η — coeficienţi.

În graficul Allan Plait, de coordonate $\ln t$ şi $\ln \ln \frac{1}{V}$, legea lui Weibull este reprezentată de o dreaptă (fig. 4), lucru care permite să se determine coeficienţii funcţiei de fiabilitate, să se efectueze prognoze de fiabilitate pe un număr relativ redus de încercări, să se stabilească corelaţia şi validitatea probelor accelerate pe bancuri de probă în raport cu comportarea reală, să se determine momentul optim de înlocuire a unor piese supuse uzurii în cadrul acţiunii de întreţinere şi să se determine media de timp de bună funcţionare (notată obişnuit cu m sau MTBF). Trebuie arătat în mod special că valoarea acestui ultim parametru reprezintă un fel de capcană pentru cei neavizaţi. Matematic, în teoria fiabilităţii se demonstrează că numai aproximativ 37% din obiecte vor atinge durata mediei de timp de bună funcţionare. Concluzia este foarte importantă.

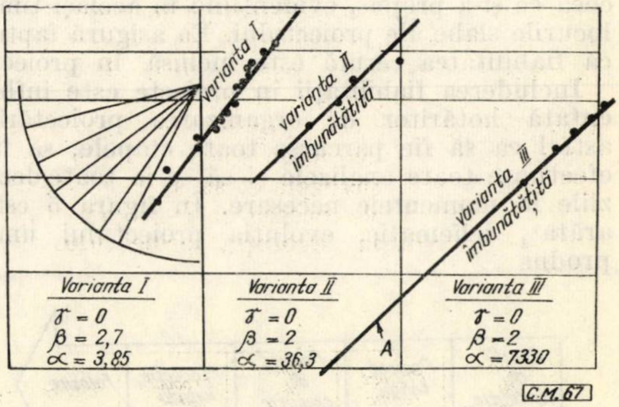


Fig. 4.

Aspectele cu caracter teoretic ale teoriei fiabilităţii se pot găsi în toate tratatele de specialitate recunoscute, ca de exemplu cele ale autorilor Havilland, Bazowski, Calabro. Este însă deosebit de interesantă analiza unor aspecte practice ale aplicării conceptului de fiabilitate şi a modificărilor pe care le aduce în modul de gîndire ingineresc.

Vorbind despre fiabilitatea produselor, trebuie de la început arătat că fiabilitatea, ca şi calitatea, întîi se realizează şi apoi se constată. Adoptarea unei atitudini active se concretizează în fabricaţie prin mărirea asemănării dintre obiecte pe calea controlului procesului, şi în concepţie prin cunoaşterea cît mai exactă a condiţiilor de funcţionare, a sarcinilor cerute şi a restricţiilor care se impun.

Aplicarea noţiunii de fiabilitate la proiectarea unui produs presupune organizarea adecvată a proiectării şi pronosticarea fiabilităţii în diferitele faze evolutive ale proiectului respectiv.

Cît de mare trebuie să fie însă fiabilitatea unui produs? Este lucrul cel mai greu de hotărît. Ceea ce se poate stabili precis este ce trebuie să facă obiectul (produsul) respectiv, adică performanţele sale. În funcţie de cît de critică, de vitală, este misiunea sa, se pot accepta riscurile ca aceasta să nu fie îndeplinită cu succes. Aici trebuie făcută net deosebirea dintre obiectele de uz aerospaţial sau militar, obiectele industriale care asigură funcţionarea unor instalaţii complexe şi obiectele destinate consumului larg. Cu cît folosirea (misiunea) este mai puţin critică, cu atîta intră în joc mai puternic argumentul economic, care în ultimă instanţă decide care este limita maximă a riscurilor (exprimată valoric, în lei).

Prognoza de fiabilitate se poate face cu ajutorul a trei metode : estimare, comparaţie şi calcul. Efectuarea prognozei de fiabilitate confirmă (sau infirmă) proiectantului că realizează ceea ce şi-a propus, evidenţiind în acelaşi timp locurile slabe ale proiectului. Ea asigură faptul că fiabilitatea cerută este inclusă în proiect.

Includerea fiabilităţii în proiecte este influenţată hotărîtor de organizarea proiectării, astfel ca să fie parcurse toate etapele, să fie efectuate toate analizele şi să se ia toate deciziile la momentele necesare. În figura 5 este arătat, schematic, evoluţia proiectului unui produs

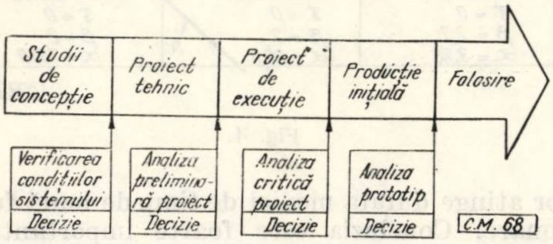


Fig. 5.

Stabilirea condiţiilor funcţionale ale produsului constituie o etapă deosebit de importantă, întrucît adaptează produsul la nevoile beneficiarului şi stabileşte performanţele pe care viitorul produs trebuie să le aibă. În această direcţie s-a constatat că este mult mai eficient să se studieze (prin chestionare, discuţii) necesităţile beneficiarului, decît ca aceasta să analizeze proiectul.

Iată un exemplu de metodică în definirea unei probleme tehnice :

Înainte de discuţia cu beneficiarul

— Studierea bazelor problemei.

— Compilarea lucrurilor cunoscute.

Discuţia cu beneficiarul

Lămurirea următoarelor aspecte :

— De ce este cerut produsul?

—Ce se întîmplă dacă produsul în cauză nu există?

— Ce se întîmplă dacă produsul respectiv este realizat şi folosit?

— Calea întrevăzută este singura posibilă pentru satisfacerea nevoii enunţate?

— Ce trebuie, în fond, realizat?

— Care sînt constrîngerile (condiţiile) în satisfacerea nevoii enunţate?

— Care sînt factorii care pot afecta operaţia prevăzută şi produsul preconizat?

— Ce este în mod concret efectuat de produsul avut în vedere, faţă de ceea ce se urmăreşte?

— Care este mediul ambiant de funcţionare a produsului?

— Care va fi productivitatea (cadenţa de lucru) cerută a produsului?

— De ce s-au impus condiţiile de lucru enunţate anterior produsului preconizat?

După discuţia cu beneficiarul

— Nu se recomandă pierderea de prea mult timp în căutarea de exemple de felul în care altcineva a rezolvat o problemă similară.

Literatura tehnică actuală acordă o deosebită importanţă analizei etapelor şi deciziilor care se iau. Trecînd peste importanţa evidentă a luării unei decizii corecte şi la timpul potrivit, se regăsesc următoarele principii de bază în efectuarea analizelor :

a) Analizele se efectuează în scopul îmbunătăţirii proiectului şi nu numai pentru criticarea sa.

b) Succesul analizei depinde de pregătirea acesteia.

c) O analiză bine condusă arată :

— cum îndeplineşte proiectul cerinţele beneficiarului ;

— informaţii asupra costului produsului şi rentabilităţii ;

— date asupra performanţelor şi fiabilităţii.

d) Lista de verificări a proiectului trebuie să cuprindă următoarele obiective :

— condiţii impuse proiectului, documentate ;

— condiţii de funcţionare ;

— mediu ambiant ;

— producţie ;

— utilizare ;

— consideraţii speciale.

Se constată că o analiză a unui produs trebuie să cuprindă toate aspectele legate de fabricaţia şi folosirea sa. Un punct de vedere interesant este acela că, la stabilirea nivelului unui produs, trebuie analizat ce îl face să fie depăşit şi să determine înlocuirea lui.

★

Un pas înainte deosebit de important constă în aplicarea conceptului de fiabilitate (măsura în care se poate conta pe „ceva” în anumite condiţii) la diferite acţiuni, activităţi. De exemplu, se poate vorbi despre fiabilitatea unui proces tehnologic, despre fiabilitatea funcţionării unei întreprinderi în ansamblul ei sau pe secţii etc.

În cazul unui proces tehnologic, datele cunoscute sînt : scopul, mijloacele şi condiţiile de realizare. Sinonimul noţiunii de defectare a unui produs îl constituie piesele necorespunzătoare rezultate şi opririle fabricaţiei.

Gradul de automatizare al unei tehnologii are o influenţă importantă asupra fiabilităţii necesare. În cazul unei automatizări reduse, fiabilitatea depinde de pregătirea fabricaţiei şi organizarea legăturilor conducere-maistru-control de calitate şi muncitori.

Fiabilitatea unei tehnologii automatizate depinde de fiabilitatea maşinilor-unelte şi de tehnologie. Se acceptă ca, în cazul fabricaţiilor automatizate, fiabilitatea tehnologiei să fie astfel încît, la o probă de sondaj, procentul de neacceptare al produsului să nu depăşească 0,5%.

Dintre elementele care caracterizează o tehnologie de lucru, sculele reprezintă veriga cea mai slabă. De aceea, starea lor trebuie des verificată, motiv care a impus folosirea sculelor prereglate. Asupra materialelor trebuie remarcat că de o deosebită importanţă este verificarea prelucrabilităţii lor cu ocazia recepţiei. Un control riguros în acest sens îl aplică, de exemplu, firma SKF, fiecărui lot de oţel făcîndu-i-se atît probele fizico-chimice obişnuite cît şi o probă specială de prelucrabilitate. Stabilitatea regimurilor de prelucrare constituie de asemenea un factor determinant în garantarea fiabilităţii unei tehnologii.

★

Noţiunea de fiabilitate poate fi aplicată şi factorului uman. Una dintre cele mai periculoase defectări potenţiale ale unui sistem este lapsusul mintal al operatorului. Dispozitivele automate de protecţie înlătură o mare parte din riscurile posibile, ele însă nu pot asigura protecţia împotriva tuturor erorilor operatorului uman. De aici nevoia de a adopta următoarele linii de conduită :

— instruirea şi perfecţionarea permanentă a instruirii operatorilor ;

— alcătuirea de ,,liste de verificări'' în scris (checklist) ;

— aplicarea binecunoscutului principiu ,,verifică şi reverifică'' (check and over-check).

Pericolele potenţiale pe care le prezintă operatorul au făcut necesară analiza costului şi a contribuţiei factorului uman în funcţionarea unui sistem. Aplicarea teoriei fiabilităţii conduce uneori la concluzia că, în anumite situaţii, omul (lucrul manual) este un element foarte costisitor şi este preferabil să fie înlocuit cu un dispozitiv automat. Analiza fiabilităţii operatorului trebuie efectuată în toate etapele de concepţie şi în exploatare. Calculul se face construind o diagramă bloc care indică secvenţele acţiunilor pe care operatorul trebuie să le îndeplinească. Elementele în serie indică sarcini care se execută pas cu pas. Elementele în paralel indică îndeplinirea sarcinii dacă se realizează numai una dintre operaţii. Pentru operabilitatea de către om a unor echipamente cu caracter electric se cunosc în prezent colecţii de date numerice. În analiza fiabilităţii operatorului uman mai trebuie ţinut seamă dacă evenimentele (acţiunile respective) sînt dependente. Dependenţa lor poate fi bună sau rea după cum etapele sînt afectate în principal de oboseală sau de pregătire tehnică.

★

Aplicarea fiabilităţii la funcţionarea unei înterprinderi constituie una dintre cele mai dificile generalizări. În această direcţie, italienii Raimondi şi Baraldi au stabilit o serie de formule deosebit de complexe care permit stabilirea valorii optime a fiabilităţii unei întreprinderi prin prisma următoarelor obiective economice :

— maximizarea profiturilor pe termen lung ;

— maximizarea profiturilor pe termen scurt ;

— minimalizarea riscurilor.

Prin structura sa, o întreprindere poate fi asimilată cu o schemă care cuprinde elemente în serie şi în paralel (ca maşini-unelte, ateliere etc.) avînd fiecare fiabilităţi diferite. Calculele lungi şi greoaie pot fi efectuate numai prin simulare numerică pe maşini electronice de calcul. În fapt, problema se reduce la găsirea unui compromis optim între costurile fiabilităţii şi daunele (pierderile) provenite din stagnări. Această aplicare a conceptului de fiabilitate nu demonstrează însă decît capacitatea de analiză de care se dispune, întrucît întreprinderile trebuie să fie suficient de flexibile pentru a face faţă progresului tehnic permanent sau diferitelor conjuncturi greu previzibile pe termene lungi.

Toate cele expuse pînă în prezent constituie lucruri interesante, atacînd unele aspecte noi, cu un anumit caracter speculativ, ale muncii inginereşti. Întrebarea se pune în ce măsură este necesar să se aplice practic conceptul de fiabilitate şi dacă se poate sconta pe rezultate care să justifice introducerea acestuia în industria constructoare de maşini.

Plecînd de la premisa că pînă în prezent în industria din ţara noastră s-au aplicat, în mod natural, criterii de fiabilitate fără a fi însă denumite astfel, I. C. T. C. M. a efectuat un sondaj în cadrul a 35 de întreprinderi din M. I. C. M. pentru a încerca să stabilească ;

— opinia întreprinderilor în ceea ce priveşte fiabilitatea ;

— măsura în care există o preocupare orientată în acest sens ;

— punctele nevralgice ale întreprinderilor, văzute prin prisma fiabilităţii.

Înainte de a arăta principalele concluzii ale anchetei I. C. T. C. M. trebuie arătat că, la firma engleză Rover Co., datorită aplicării unei politici de permanentă îmbunătăţire şi creştere a fiabilităţii modelului de autoutilitară Rover 2000, costurile garanţiei per automobil vîndut au scăzut în trei ani (din 1963 pînă în 1966) cu 60,6%.

Dar care este situaţia în ţara noastră ?

1. Părerea generală în întreprinderi este că fiabilitatea produselor este determinată de următorii factori, în următoarele proporţii :

— concepţie 91%;
— control 86%;
— execuţie 73%;
— grup special în întreprindere 4%;

(cumularea procentelor de valori peste 100% se explică prin posibilitatea de a da mai multe răspunsuri la fiecare întrebare a anchetei. De aceea toate cifrele indicate reprezintă „procente din răspunsuri posibile").

Răspunsurile indică o subestimare a importanţei execuţiei, care se va constata ulterior că este principala cauză a nefiabilităţii produselor.

2. Nu este perfect înţeles că ambalarea, conservarea şi protejarea produselor sînt factori care contribuie esenţial la asigurarea durabilităţii produselor. Din această cauză nu se acordă atenţia cuvenită metodelor de finisare, conservare şi ambalare a produselor, ţinînd seamă de specificul fiecăruia în parte.

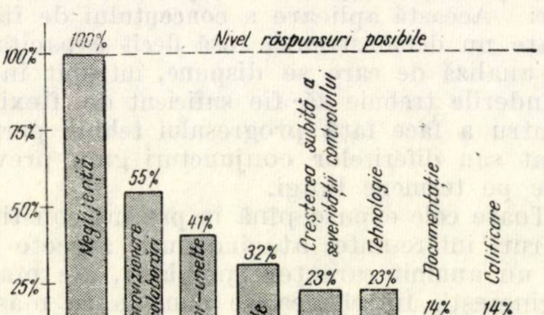


Fig. 6.

3. Analiza cauzelor apariţiei rebuturilor arată că pe locul întîi se situează disciplina de fabricaţie, urmată de organizarea întreprinderii. Rezultatele anchetei sînt arătate în figura 6 (procente din răspunsuri posibile) :

— neglijenţă 100%;
— aprovizionare, colaborări 55%;
— maşini-unelte 41%;
— scule 32%;
— creşterea subită a severităţii controlului 23%;
— tehnologie 23%;
— documentaţie 14%;
— calificare 14%.

4. Există o legătură strînsă între cheltuielile întreprinderilor pentru remedierea produselor în perioada de garanţie (exprimate în procente din valoarea produselor) şi frecvenţa cunoscutelor analize care se fac în întreprinderi asupra calităţii produselor.

Frecvenţa acestor analize este (procente din răspunsuri posibile) :

— zilnic 5%;
— ocazional 32%;
— săptămînal 36%;
— lunar 64%;
— trimestrial 36%.

Se constată ;

a) Cheltuielile de garanţie au tendinţa să se apropie de maximul de 1% din valoarea produsului în întreprinderile în care analiza rebutului se face ocazional — lunar. Tot aici se constată că se situează rebuturile datorite creşterii subite a severităţii controlului.

b) Cheltuielile de garanţie au tendinţa să fie sub 0,1% din valoarea produsului dacă analiza rebuturilor se face săptămînal (activitate regulată cu frecvenţă operativă optimă).

5. Cuantumul cheltuielilor de reparaţii în termen de garanţie depinde şi de condiţiile de omologare şi de proporţia în care este cunoscută durabilitatea (fiabilitatea) produsului.

a) Cheltuielile de garanţie au tendinţa să fie :

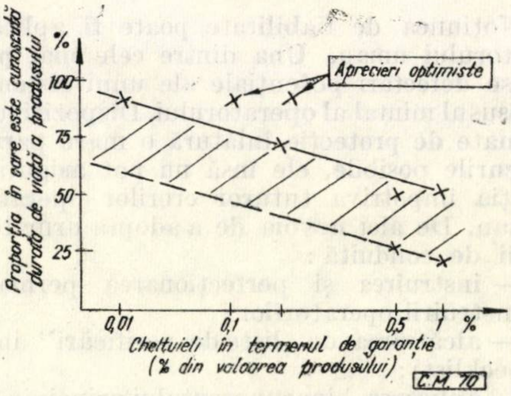


Fig. 7.

— sub 0,1% din valoarea produsului dacă omologarea s-a făcut în condiţii de stand şi reale de lucru ;

— aproximativ peste 0,5% din valoarea produsului dacă omologarea s-a făcut în condiţii reale de lucru şi suprasarcină aleasă în mod arbitrar.

b) Alegerea duratei probelor pînă la apariţia primelor defecţiuni, faţă de o durată stabilită la apreciere (din experienţa proprie), determină o mai bună cunoaştere a produsului şi deci tendinţa ca cheltuielile de garanţie să fie sub 0,1% din valoarea produsului.

De aici rezultă importanţa efectuării probelor pe stand, respectiv a realizării de probe accelerate, care permit obţinerea de date mult mai valoroase asupra funcţionării.

c) Cu cît este mai bine cunoscută durabilitatea (fiabilitatea) produsului, cu atîta scade cuantumul cheltuielilor de garanţie. Figura 7 exprimă această tendință. Cele două puncte în afara zonei sînt aprecieri mult prea optimiste, cenzurabile.

6. În stabilirea nomenclatorului și a cantității de piese de schimb necesare exploatării se pot aduce substanțiale raționalizări dacă se cunosc date asupra durabilității produselor și a elementelor lor principale.

7. Sondajul efectuat indică următoarea opinie asupra rezultatelor care pot fi obținute din cunoașterea fiabilității produselor :

A. Pentru producător :

— prestigiu	85% ;
— posibilități export	70% ;
— avantaje economice	50% ;
— fără efect	20%

B. Pentru beneficiar :

— siguranță în exploatare	85% ;
— avantaje economice	65% ;
— ușurarea întreținerii	55% ;
— fără efect	10%.

Opinia exprimată de ansamblul răspunsurilor anchetei arată, în mare, că în întreprinderi există două puncte nevralgice : disciplina de fabricație și organizarea fabricației, pentru că numai în aceste condiții un program de fiabilitate ar putea să genereze efecte economice discutabile.

Concluzia generală a anchetei mai indică faptul că este posibil și economic avantajos ca în întreprinderile din M. I. C. M. să se folosească conceptul de fiabilitate.

Cu fiabilitatea nu trebuie însă exagerat. Există o legătură strînsă între costuri și fiabilitate (fig. 8).

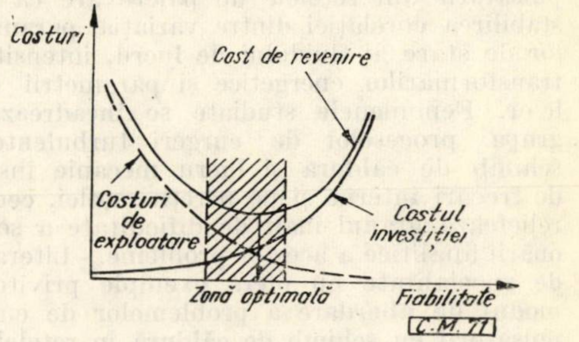


Fig. 8.

Pe măsura creșterii fiabilității scad costurile de exploatare, dar costurile de investiție cresc. Curba costului de revenire prezintă un minim care determină fiabilitatea economic optimală. Acest calcul trebuie repetat în parte pentru fiecare tip de produs.

★

Introducerea tehnicii fiabilității presupune acțiuni multiple cu efect regulator asupra întregului mers și a organizării întreprinderilor. În acest sens trebuie în primul rînd acționat asupra modului actual de a privi problemele de „calitate'' și a înțelegerii conceptului modern al noțiunii de calitate și eficiență a producției. Calitatea și fiabilitatea se construiesc, se includ în produse și nu se verifică numai. Numai astfel se poate folosi integral potențialul unei întreprinderi.

CZ 621.165–253.5 :536.24

Transferul de căldură prin rețeaua fixă de palete la turbina cu impuls

Conf. dr. ing. Victor PIMSNER – Institutul politehnic București
I. MĂRĂCINEANU – Institutul politehnic București

Regimul termic al rețelelor de palete ale turbinelor reprezintă unul din factorii funcționali determinanți, deoarece el condiționează direct valoarea randamentului și a puterii specifice a mașinii. Mărirea sensibilă a temperaturii fluidului de lucru în amontele turbinei constituie metoda cea mai uzuală de optimizare a funcționării mașinii, însă impune studii aprofundate privind comportarea rețelelor de palete la regimuri termice ridicate și a elaborării unor sisteme eficiente de răcire a paletelor, ceea ce nu poate fi obținut fără o cunoaștere cît mai exactă a mecanismului intim al transferului de căldură în rețelele fixe și mobile ca și a factorilor fizici care îl condiționează.

Particularitățile funcționale ale turbinei, impun funcționarea acesteia la temperaturi cît mai ridicate la regimuri permanente și tranzitorii cînd variațiile transferului de căldură pot periclita siguranța în funcționare a mașinii. În special turbina cu impuls, alimentată cu un fluid de presiune pulsatorie în timp, provenit de la un motor cu ardere internă sau de la o cameră de ardere la volum constant, poate avea un regim termic, intens, care să suprasolicite paletele fixe sau mobile.

Studierea transferului de căldură în curgerile pulsatorii din reţelele de palete are ca scop stabilirea corelaţiei dintre variaţia parametrilor de stare ai fluidului de lucru, intensitatea transformărilor energetice şi parametrii reţelelor. Fenomenele studiate se încadrează în grupa proceselor de curgeri turbulente cu schimb de căldură şi lucru mecanic însoţite de frecări interne şi pe pereţii reţelei, ceea ce reliefează gradul înalt de dificultate a soluţionării analitice a acestor probleme. Literatura de specialitate nu oferă exemple privitor la modul de abordare a problemelor de curgeri pulsatorii cu schimb de căldură în reţelele de palete, lucru cu totul explicabil dacă se ţine seama de faptul că pînă în prezent nu s-a ajuns la fundamentarea unei teorii satisfăcătoare care să explice efectele vibraţiilor şi pulsaţiilor asupra schimbului de căldură nici chiar pentru curgeri mult mai simple, ca cele din jurul profilelor singulare de forma plăcilor plane, a cilindrilor, a sferelor etc.

Din cercetările teoretice şi experimentale ce abordează problema schimbului de căldură sub influenţa vibraţiilor şi pulsaţiilor, se pot actualmente preciza cîteva puncte de vedere cu caracter general, comune majorităţii specialiştilor care se ocupă de studiul acestui fenomen. Astfel, această curgere, deşi în principiu ascultă de legile curgerii fluidelor reale, prezintă aspecte caracteristice deosebite încă neelucidate din punct de vedere fizic, şi care sînt legate indisolubil de conceptul de strat limită. S-a constatat experimental pentru curgerile simple, că o dată cu depăşirea unei anumite intensităţi a cîmpului de vibraţii sau pulsaţii denumită ,,intensitate critică'' [1], [2], [6], în stratul limită se produc modificări structurale care au ca efect creşterea spectaculoasă a coeficientului de transfer de căldură. (Coeficientul de schimb de căldură poate ajunge la creşteri de 200—500% faţă de valorile corespunzătoare din curgerile permanente obişnuite).

Dată fiind complexitatea fenomenelor ce însoţesc curgerea pulsatorie cu schimb de căldură prin reţele de palete, abordarea pur teoretică a problemei este cel puţin în prezent prematură, căci neexistînd date experimentale în acest sens, nici rezultatele teoretice obţinute pe baza unei eventuale tratări analitice nu-şi pot găsi confirmarea sau infirmarea, şi din aceleaşi considerente, adaptarea datelor de la studiul curgerilor pulsatorii simple la cel al curgerilor similare prin reţele de profile, nu poate fi făcută atîta timp cît această transpunere nu este experimental confirmată. De aceea, metoda uzuală de lucru în studiul acestei grupe de fenomene este metoda teoretico-experimentală a modelării care, bazată pe teoria similitudinii, permite stabilirea invarianţilor caracteristici şi în final a ecuaţiei de criterii ce caracterizează întreaga clasă de fenomene similare realizate în instalaţii geometric asemenea.

Problema modelării fenomenelor din reţelele de palete şi în special a curgerii cu schimb de căldură, necesită o analiză deosebit de atentă, impusă de regimul de curgere al fluidului de lucru, de distribuţia spaţială a vitezelor şi temperaturilor, precum şi de particularităţile stratului limită din regimurile respective.

Fluidul de lucru din maşinile rotative poate fi considerat un gaz omogen, ale cărui transformări energetice se efectuează fără modificarea structurii sale chimice, presupunîndu-se totodată că verifică ecuaţia de stare a gazelor perfecte. Evoluţia sa cu schimb de căldură şi lucru mecanic în prezenţa forţelor de frecare, poate fi redată de sistemul format din următoarele relaţii de bază : ecaţia continuităţii, a conservării impulsului, a conservării energiei, ecuaţia de stare a gazului şi cea a transferului de căldură prin convecţie şi conducţie. În plus, este necesar [8] ca coeficientul de viscozitate dinamică μ, cel de conducţie termică λ ca şi căldurile specifice, să fie consideraţi constanţi sau variabili cu temperatura după o lege de puteri.

Cercetări anterioare ale autorilor [8], [9], [10], au condus la precizări suplimentare care caracterizează regimurile de curgere investigate. Astfel, curgerile medii sînt turbulente ($\mathrm{Re} > 3 \cdot 10^{-5}$) şi pot fi considerate ca incompresibile ($M < 0{,}3$), concluzii ce pledează în favoarea utilizării ecuaţiilor diferenţiale ale mişcării turbulente ale fluidelor incompresibile, pentru studierea curgerilor pulsatorii cu schimb de căldură.

În aceste condiţii considerînd o curgere bidimensională sistemul de ecuaţii utilizat pentru descrierea mişcării fluide pulsatorii cu schimb de căldură va fi :

$$
\begin{aligned}
&\frac{\partial \overline{w}_x}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w}_y}{\partial y} = 0\,;\\
&\overline{w}_x \frac{\partial \overline{w}_x}{\partial x} + \overline{w}_y \frac{\partial \overline{w}_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x} +\\
&+ \nu\nabla^2 \overline{w}_x - \frac{\partial}{\partial x}\left(\overline{w_y'^2}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\overline{w_y' w_x'}\right);\\
&\overline{w}_x \frac{\partial \overline{w}_y}{\partial x} + \overline{w}_y \frac{\partial \overline{w}_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial y} +\\
&+ \nu\nabla^2 \overline{w}_y - \frac{\partial}{\partial y}\left(\overline{w_1'^2}\right) - \frac{\partial}{\partial x}\left(\overline{w_x' w_y'}\right); \qquad (11)\\
&\overline{w}_x \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} + w_y \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p}\nabla^2 \overline{T} + \frac{1}{\rho C_p}\overline{\Phi}\,;\\
&\overline{p} = \rho R \overline{T}\,;\\
&\alpha\,\overline{(T_f - T_p)} = \lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial n}\,;
\end{aligned}
$$

în care w, p, ρ, T sînt respectiv viteza, presiunea, densitatea, şi temperatura fluidului, termenii baraţi reprezentînd valorile medii ale aceloraşi parametri instantanei, care în baza schematizării utilizate în teoria statistică a turbulenţei pot fi scrise ca sume dintre o mărime medie constantă $\overline{A}$ şi o fluctuaţie A' :

$$A = \overline{A} + A',$$

iar :

$$\overline{A} = \frac{1}{t}\int_{t-\frac{t_0}{2}}^{t+\frac{t_0}{2}} A\,\mathrm{d}t, \tag{2}$$

fiind valabile regulile de mediere introduse de Reynolds. Aplicarea principiilor similitudinii la două curgeri — una model cealaltă original — ambele făcînd parte din aceeaşi clasă de fenomene simile descrise de sistemul (1), va pune în evidenţă criteriile cunoscute valabile pentru curgerea mediată şi anume :

$$\overline{\mathrm{Re}},\ \overline{M},\ \overline{Pr},\ \overline{Pe},\ \overline{\mathrm{Nu}},\ \overline{K} = \frac{C_p}{C_v} \tag{3}$$

la care se adaugă evident invariantul similitudinii geometrice

$$\alpha_l = \frac{l_{model}}{l_{original}}.$$

Ca şi în cazul curgerii peremanente cu schimb de căldură [8], [9], cercetările experimentale conduc la determinarea unor dependenţe criteriale simple de forma :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = C\pi^n, \tag{4}$$

unde :

$\overline{\pi}$ reprezintă unul din invarianţii curgerii mediate ;
C — coeficient numeric ;
n — exponent numeric.

Prelucrarea relaţiilor (4) conduce în final la stabilirea ecuaţiei criteriale sub forma :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = C\pi_1^{n_1}\,\pi_2^{n_2}\,\pi_3^{n_3}\ldots \tag{5}$$

Atît relaţiile (4) cît şi ecuaţia (5) permit compararea regimurilor pulsatorii de curgere cu cele nepulsatorii, din punctul de vedere al variaţiei schimbului global de căldură din reţelele de palete şi conturează domeniul de valabilitate al transpunerii datelor experimentale obţinute pe model, la instalaţiile reale.

Principiile care au stat la baza modelării proceselor din reţeaua fixă de palete confuzoare, ca şi instalaţia experimentală, au fost prezentate în lucrări anterioare [9], [11]. Schema de principiu a instalaţiei experimentale este indicată în figura 1.

Pentru măsurarea pulsaţiilor de presiune, sondele de presiune au fost echipate cu traductori capacitivi foarte sensibili. În figura 2 se indică modul de montare al traductorilor în cazul sondelor de presiune. Traductorii au fost realizaţi în cadrul Institutului de energietică al Academiei R. S. R., iar schema lor de principiu este arătată în figura 3.

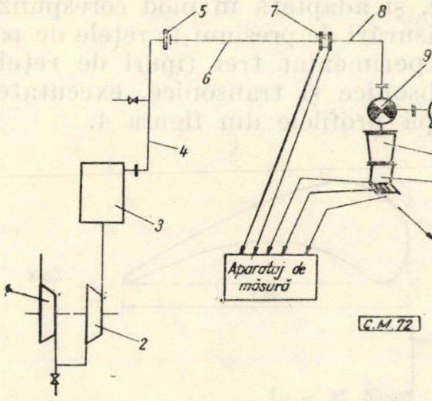


Fig. 1. Schema de principiu a instalaţiei experimentale ; *1,2* – suflante ; *3* – vas de egalizare a presiunii ; *4. 6.8* – conducte de aer ; *5* priza de aer ; *7* – ajutaj de măsură a debitului de aer ; *9,10* – grupe generator de pulsaţii ; *11* – tronson de legătură ; *12*, – partea principală a instalaţiei cuprinzînd reţeaua experimentală de palete şi sondele de măsură a presiunilor.

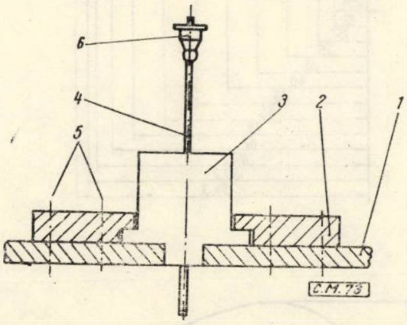


Fig. 2. Schema saniei port-sonde echipată cu traductori ; *1* – caracasa dispozitivului experimental ; *2* – ghidajele saniei ; *3* – sania port-sonde ; *4* – sondă de presiune (tub pneumometric ; *5* – şuruburi de fixare ; *6* – traductor montat în capul tubului pneumometric).

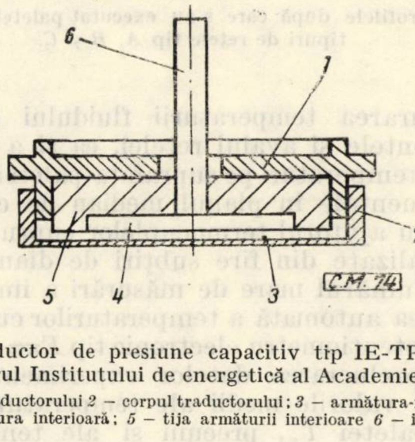


Fig. 3. Traductor de presiune capacitiv tip IE-TPCM realizat în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.S.R.

1 – capacul traductorului *2* – corpul traductorului ; *3* – armătura-membrană ; *4* – armătura interioară ; *5* – tija armăturii interioare *6* – izolaţiei.

Fiecare traductor a fost etalonat static şi dinamic după o metodă pusă la punct de laboratorul de tuburi de şoc al Institutului de Mecanica Fluidelor din cadrul Academiei R.S.R. [12], [13], şi adaptată în mod corespunzător, pentru măsurări de presiuni în reţele de palete.

S-au experimentat trei tipuri de reţele de palete subsonice şi transonice, executate din alamă după profilele din figura 4.

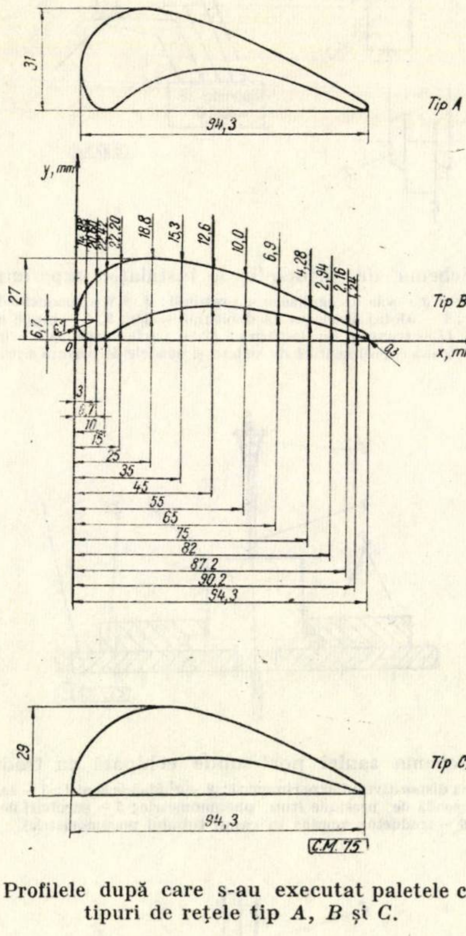


Fig. 4. Profilele după care s-au executat paletele celor trei tipuri de reţele tip *A*, *B* şi *C*.

Măsurarea temperaturii fluidului de lucru în amontele şi avalul reţelei, ca şi a distribuţiei de temperaturi pe suprafaţa paletei centrale experimentale în planul median de calcul s-a făcut cu ajutorul termocuplelor cupru-constantan realizate din fire subţiri de diametru 0,1 mm. Numărul mare de măsurări a impus înregistrarea automată a temperaturilor cu ajutorul unui potenţiometru electronic tip $E\pi\pi - 09 - M$.

La prelucrarea datelor experimentale s-au utilizat valorile medii ale temperaturii suprafeţei paletei $\overline{T}_p$, precum şi ale temperaturii $\overline{T}_g$ şi presiunii $\overline{P}_g$ a fluidului de lucru ce traversează reţeaua.

S-au efectuat experimentări numai cu reţele fixe de palete confuzoare.

Volumul mare de date experimentale necesar stabilirii corelaţiilor de forma (4) sau (5) impune prelucrarea măsurărilor după o metodologie proprie bazată pe introducerea codificării diverselor regimuri de lucru încercate. În acest fel, prelucrarea datelor experimentale poate fi uşor automatizată şi efectuată pe un calculator cifric după ce în prealabil s-a întocmit programul de calcul, prezentat în lucrări anterioare [3], [8].

În figura 5 se prezintă modul de variaţie al numărului $\overline{\mathrm{Nu}}_1$, în funcţie de turaţia n a grupului generator de pulsaţii ca parametru fiind luată presiunea $\overline{P}$ a aerului din conducta de alimentare. Pentru cele două regimuri de presiune considerate $\overline{P}_1 = 300$ mm col. H_2O şi $\overline{P}_2 = 600$ mm col. H_2O, s-au obţinut curbele 1 şi 2, punctele de intersecţie a celor două curbe cu ordonata reprezentînd valorile corespunzătoare regimurilor permanente nepulsatorii, luate ca regimuri de referinţă. Lungimea caracteristică l_l cu care s-au calculat valorile $\overline{\mathrm{Nu}}_l = \frac{\overline{\alpha}_g}{\overline{\lambda}_g} \cdot l_l$ a fost luată egală cu semiperimetrul profilului. Domeniul turaţiilor relativ coborîte $n > 750$ rot/min, nu a fost investigat, motiv pentru care variaţia curbelor 1 şi 2 în această zonă s-a presupus a fi cea figurată cu linii întrerupte. Din figura 5 se poate vedea că valoarea numărului $\overline{\mathrm{Nu}}_l$ creşte proporţional cu turaţia n şi cu presiunea medie $\overline{P}$. Se poate uşor constata alura ascendentă a curbelor 1 şi 2 care ilustrează o creştere accentuată a schimbului de căldură în domeniul de turaţii investigat. Astfel, pentru turaţii cuprinse între 785 şi 1560 rot/min, se obţin pentru diverse regimuri de lucru creşteri ale coeficientului de schimb de căldură de ordinul a 25÷44% faţă de valorile similare din regimurile permanente nepulsatorii luate ca regimuri de referinţă. În figura 6 este prezentat modul de

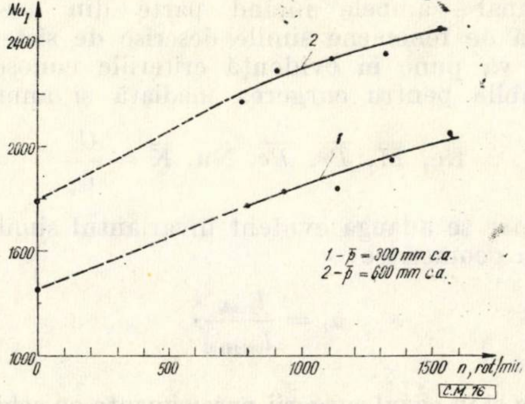


Fig. 5. Variaţia numărului $\overline{\mathrm{Nu}}_I$ în funcţie de turaţia n a generatorului de pulsaţii ; parametru, presiunea medie $\overline{P}$ a aerului din instalaţie.

$\overline{\mathrm{Nu}}_I = \frac{\overline{\alpha}_g}{\overline{\lambda}_g} l_I$ iar l_I – semiperimetrul profilului.

variație al numărului $\overline{\mathrm{Nu}}_I$ în funcție de numărul $\overline{\mathrm{Re}}_I = \frac{w_g l_1}{\nu_g}$ (calculat cu aceeași lungime caracteristică l_I și cu valorile medii ale vitezei fluidului de lucru, W_g reprezentînd viteza medie a gazului în mișcare pulsatorie) parametru

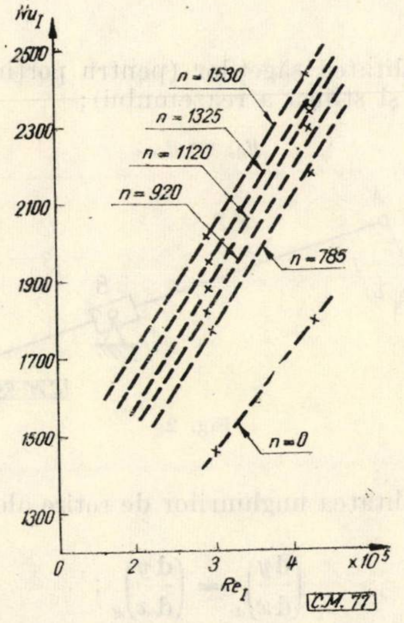


Fig. 6. Variația numărului $\overline{\mathrm{Nu}}_I$ în funcție de $\overline{\mathrm{Re}}_I$; parametru turația n a generatorului de pulsații $\overline{\mathrm{Re}}_I = \frac{\overline{w}_g l_I}{\nu_g}$ iar $\overline{w}_g$ – viteza medie a gazului din mișcarea pulsatorie.

fiind turația n. După cum se poate observa în această figură, graficul de variație al dependenței $\overline{\mathrm{Nu}}_I = f(\mathrm{Re}_I, n)$ se prezintă ca un fascicul de linii drepte aproape paralele de ecuație:

$$\overline{\mathrm{Nu}}_I = C_1(n)\,\overline{\mathrm{Re}}_I + C_2(n),$$

în care ordonata la origine C_2 crește direct proporțional cu turația n. Se constată de asemenea, că dreptele ce caracterizează regimurile pulsatorii au pantele și ordonatele la origine mai mari decît dreapta ce caracterizează regimurile nepulsatorii luate ca referință, fapt ce îndreptățește concluzia că pulsațiile îmbunătățesc substanțial schimbul convectiv de căldură în rețelele de palete.

Pentru domeniul de frecvențe investigat ($f = 10-26$ Hz), corespunzător turațiilor $n = 785-1560$ rot/min), se obțin în general creșteri ale coeficientului de transfer de căldură în jur de 20–45% și este de așteptat ca pentru unele valori ale frecvenței pulsațiilor să se obțină creșteri și mai pronunțate ale schimbului convectiv de căldură. Această din urmă concluzie, este legată de rezultatele parțiale obținute de autori pentru unele frecvențe de lucru, la care s-au obținut creșteri considerabile de aproape 200% ale coeficientului de schimb convectiv de căldură, fapt ce concordă cu concluziile generale prezentate în literatura de specialitate pentru curgerile pulsatorii mai simple.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Richardson, P, D.* The influence of soun don heat transfer in separated flows. Chem. Engng Sci. 21, 609, 1966.

[2] *Fand, R. M.* Mechanism of interaction between vibration and heat transfer. J. Acoust. Soc. Amer. 34,1889, 1962.

[3] *Pimsner, V.*, Mărăcineanu I. Studiul proceselor de căldură convectiv în condițiile curgerilor pulsatorii Studiu intern Inst. Energetică, 1969.

[4] *Mori Y., Tokuda, S.* The effet of oscillations on instantaneous local heat transfer in forced convection from a cylin der. Proc. 3 red. Inst. Heat Transfer Conf. 3, 49, 1966.

[5] *Kestin, J., Persen, L. N., Shah, V. L.* The transfer of heat across a two-dimensional oscillating boundary-layer. Z. für Flugwissenschaften 15, Heft 8/9, 1967.

[6] *Keit, H. G., Purdy, K. R.* Laminar forced convection under the influence of a resonant acoustic field. Proc. of 1967 Heat Transfer and Fl. Mech. Inst. Starford Univ. Calif., 1967.

[7] *Gurevici, I. G., Juk, I. P., Kondrașov, N. G.* Nonstationary heat and mass transfer Washington NASA TTF–432, 1968.

[8] *Pimsner, V. Mărăcineanu, I.* Les critériums Reynolds et le transfert de la chaleur dans l'aubage fixe de la turbine. Rev. Roum. Sci. Techn, Electr. et Energ. 13, 3, 1968.

[9] *Pimsner, V., Mărăcineanu, I.* Studiul interdependeței dintre intensitatea transferului de căldură și parametrii curgerii în rețeaua de palete confuzoare. Memoriu intern. Inst. de Energetică 1968.

[10] *Pimsner, V., Mărăcineanu, I.* Studiul corelației dintre parametrii curgerii și ai transferului de căldură în rețeaua de palete confuzoare. Memoriu intern Inst. Energetică, 1967.

[11] *Pimsner, V., Mărăcineanu, I.* Instalație experimentală pentru studiul transferului de căldură în rețele de palete. St. cerc. energ. 17, 4, 1967.

[12] *Dumitrescu, L.* A method for the dynamic calibration of pressure transducers. Rev. Roum. Sci. Techn Mech. appl. 9, 2, 1964.

[13] *Jakab, I.* Ein elektrisches Verfahren zur optimalen Dämpfung von Geben mechanischer Grössen Rev. Mec. Appl., 7, 6, 1962.

CZ 621–422.2 : 535.113

Aspecte calitative ale vibraţiilor barei cu distanţa variabilă între reazeme

Ing. Anghel RAICU – Institutul de construcţii-Bucureşti

Funcţionarea majorităţii maşinilor este deobicei însoţită de oscilaţii cu cele mai variate frecvenţe.

Dată fiind tendinţa actuală de sporire a vitezelor, starea de vibraţie a maşinilor constituie unul din criteriile importante care determină calitatea lor.

La mecanismele cu bare se poate afirma cu certitudine că toate elementele lor sînt solicitate de forţele transversale variabile şi deci calculul pulsaţiilor vibraţiilor transversale este necesar mai ales la viteze de funcţionare mari. După forma constructivă a elementului şi după tipurile de cuple care îl leagă în lanţul cinematic se alege un model mecanic corespunzător pe care se face studiul vibraţiilor. Dificultăţile mari întîlnite în acest calcul sînt la stabilirea condiţiilor în reazeme, acestea fiind elastice şi avînd efect de amortizare ce poate fi neglijat.

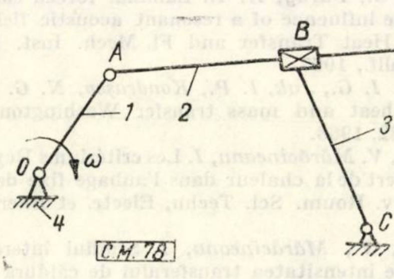


Fig. 1

Vibraţiile transversale ale barelor cu distanţa dintre reazeme constantă sînt studiate în multe lucrări şi pentru practică problema poate fi considerată ca rezolvată. Mai puţin studiate sînt vibraţiile barelor cu distanţa dintre reazeme variabilă. Astfel de cazuri se întîlnesc destul de des în construcţia maşinilor. Ele apar întotdeauna cînd în interiorul lanţului cinematic există o cuplă de translaţie. Pentru exemplificare pot fi date mecanismele patrulatere plane din figurile 1, 2 şi 3 precum şi mecanismul de shaping din figura 4. Elementele notate cu 2 din aceste figuri au distanţa dintre reazeme variabilă. Situaţii similare se întîlnesc şi la mecanismele spaţiale.

Grinda cu reazem mobil este o grindă cu mai multe deschideri. Reazemul mobil, din interiorul deschiderii elementului, satisface cîteva condiţii care trebuie luate în considerare la studiul vibraţiilor :

— egalitatea săgeţilor (pentru porţiunea din dreapta şi stînga a reazemului);

$$y_{dr} = y_{st}\,; \tag{1}$$

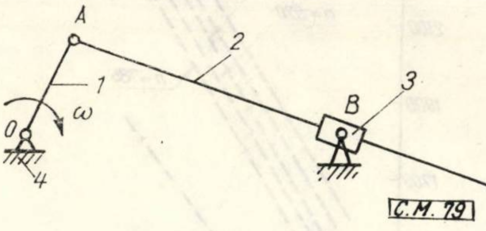


Fig. 2

— egalitatea unghiurilor de rotire ale tangentelor :

$$\left(\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\right)_{dr} = \left(\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\right)_{st}\,; \tag{2}$$

— egalitatea momentelor încovoietoare (respectiv derivatele de ordinul doi ale deplasărilor) :

$$\left(\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}x^2}\right)_{dr} = \left(\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}x^2}\right)_{st}\,; \tag{3}$$

— forţele tăietoare în reazem legate prin relaţia :

$$EI\left(\frac{\mathrm{d}^3 y}{\mathrm{d}x^3}\right)_{dr} = EI\left(\frac{\mathrm{d}^3 y}{\mathrm{d}x^3}\right)_{st} + R, \tag{4}$$

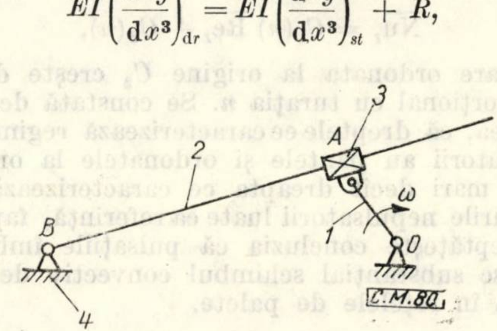


Fig. 3

unde R este reacţiunea în lagăr (reazem).

Condiţia de continuitate a grinzii pe cele două tronsoane ale ei poate fi exprimată [2] prin relaţia :

$$y_{dr} = y_{st} + \frac{R}{\alpha^3\, EI}\, V\,[\alpha\,(x-b)], \tag{5}$$

unde :

V este o combinaţie de funcţii circulare şi hiperbolice ;

b — distanţa pînă la reazemul intermediar (fig. 5).

Funcţia V introdusă de A. N. Krîlov are forma :

$$V[\alpha(x-b)] = \frac{1}{2}[\operatorname{sh}\alpha(x-b) - \sin\alpha(x-b)], \quad (6)$$

astfel că $V(0)=V'(0)=V''(0)=0$ iar $V'''(0)=\alpha^3$ deci cele patru condiţii menţionate sînt îndeplinite.

Deformaţia poate fi exprimată, în cazul cel mai general, prin ecuaţia :

$$y = AS(\alpha x) + BT(\alpha x) + CU(\alpha x) + DV(\alpha x), \quad (7)$$

unde A, B, C şi D sînt constante care se determină din condiţiile la limită iar S, T, U şi V sînt funcţiile Krîlov [2].

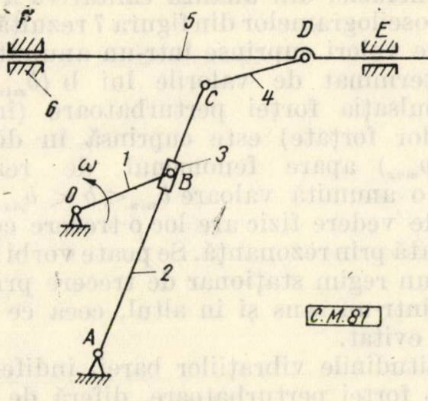


Fig. 4

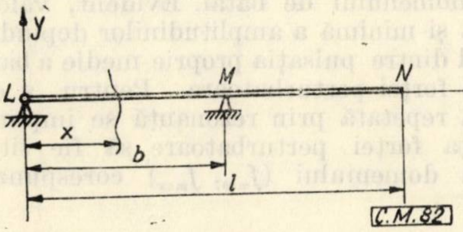


Fig. 5

Pentru bara din figura 5 la care reazemul L este o articulaţie, punînd condiţiile la limită, se ajunge la următoarea ecuaţie pentru deformaţii :

$$y = BT(\alpha x) + DV(\alpha x).$$

În porţiunea $x < b$ iar pentru tronsonul din dreapta se foloseşte relaţia (5) şi deci :

$$y = BT(\alpha x) + DV(\alpha \mathrm{x}) - \frac{R}{\alpha^3 EI} V[\alpha(x-b)]. \quad (9)$$

Dacă la această ecuaţie se utilizează condiţiile :

$$y_{x=b} = 0, \left(\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}x^2}\right)_{x=l} = 0, \left(\frac{\mathrm{d}^3 y}{\mathrm{d}x^3}\right)_{y=l} = 0, \quad (10)$$

se obţine următorul sistem :

$$\begin{aligned} &BT(\alpha b) + DV(\alpha b) = 0; \\ &BV(\alpha l) + DT(\alpha l) + \frac{R}{\alpha^3 EI} T[\alpha(l-b)] = 0; \\ &BU(\alpha l) + DS(\alpha l) + \frac{R}{\alpha^3 EI} S[\alpha(l-b)] = 0; \end{aligned} \quad (11)$$

din care se pot determina constantele B, C şi $R/\alpha^3 EI$.

Ecuaţia pulsaţiilor se obţine anulînd determinantul acestui sistem :

$$\Delta(\alpha l) = \begin{vmatrix} T(\alpha b) & V(\alpha b) & 0 \\ V(\alpha l) & T(\alpha l) & T[\alpha(l-b)] \\ U(\alpha l) & S(\alpha l) & S[\alpha(l-b)] \end{vmatrix} = 0. \quad (12)$$

În lucrarea [2] se ajunge la o ecuaţie identică pentru cazul grinzii cu două reazeme şi capăt în consolă. Distanţa dintre reazeme fiind constantă, se substituie $b = kl$ şi ecuaţia pulsaţiilor este rezolvată prin aproximaţii succesive obţinînd o anumită valoare pentru αl şi deci pentru pulsaţie :

$$p = (\alpha l)^2 \sqrt{\frac{EI}{q l^4}}. \quad (13)$$

În cazul grinzii cu distanţa dintre reazeme variabilă, se poate scrie $b = f(l)$ dar de data aceasta f nu mai este o funcţie constantă ci o funcţie oarecare periodică, care depinde de cinematica mecanismului. În astfel de condiţii, studiul teoretic al ecuaţiei (12) este foarte dificil. Prinderea matematică a fenomenului fizic real nu este deloc uşoară fapt pentru care s-a recurs la efectuarea unor experienţe simple cu scopul de a evidenţia aspectele calitative ale vibraţiilor barei cu distanţa dintre reazeme variabilă.

Experienţele au fost efectuate pe o bară de secţiune dreptunghiulară (3 × 1 × 50 cm) încastrată la un capăt iar la celălalt capăt acţionată de forţa perturbatoare determinată de o masă excentrică rotită de un motor electric cu turaţie variabilă (fig. 6). Reazem mobil constă dintr-un rulment montat pe un ax care se poate rostogoli pe două ghidaje paralele cu bara.

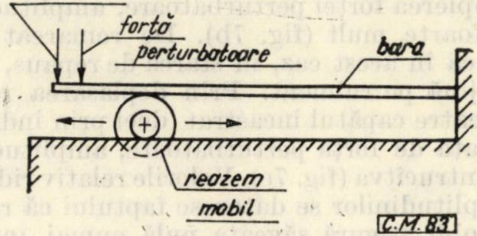


Fig. 6

Cînd nu există reazemul mobil, la o anumită turaţie, amplitudinile vibraţiilor barei sînt date în figura 7 a fiind înregistrate grafic cu un aparat Geiger. Acest regim este în apropierea rezonanţei. Prin introducerea reazemului mobil în apropierea forţei perturbatoare, amplitudinea scade foarte mult (fig. 7b). De remarcat este faptul că în acest caz, în starea de repaus, bara se sprijină pe rulment. Prin deplasarea reazemului către capătul încastrat deci prin îndepărtarea faţă de forţa perturbatoare, amplitudinea creşte întrucîtva (fig. 7c). Valorile relativ ridicate ale amplitudinilor se datoresc faptului că reazemul mobil asigură săgeata nulă numai într-un singur sens, nu în ambele sensuri.

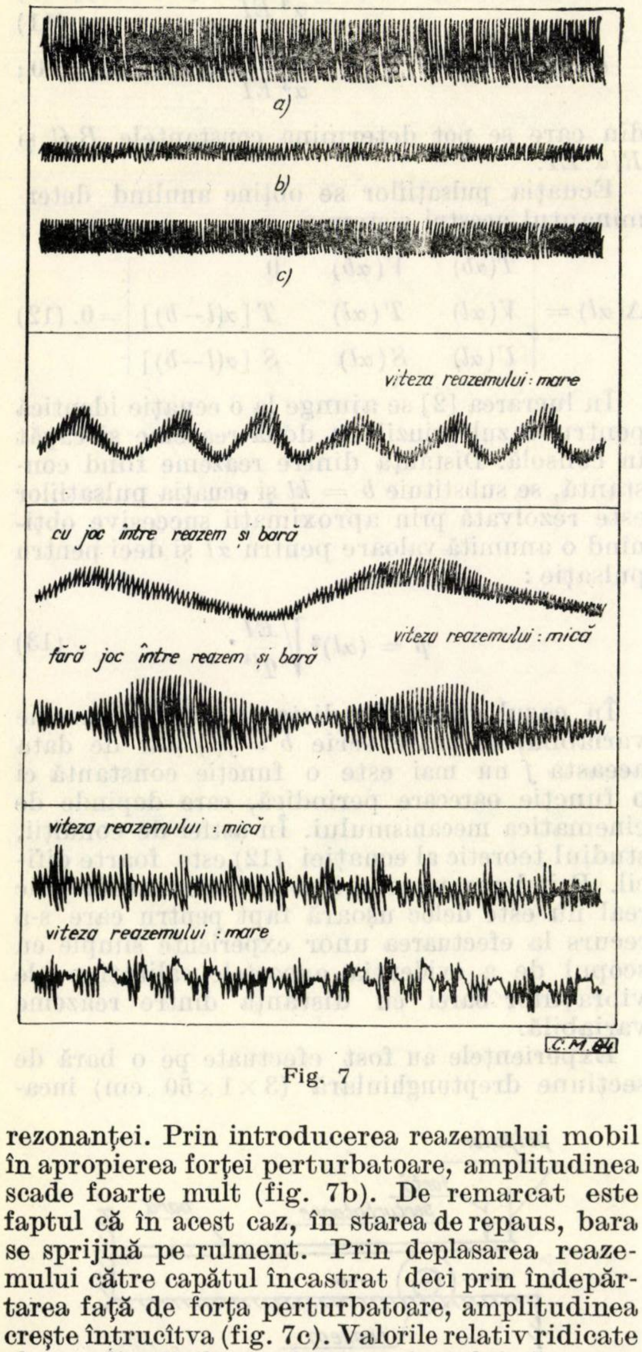


Fig. 7

Dacă se mişcă reazemul înainte şi înapoi faţă de distanţa b_x $2l/3$, cu diferite viteze, se obţin oscilogramele din figura 7d, 7e, 7f. Ondulaţia liniei medii a oscilogramelor se datoreşte neparalelismului între bară şi ghidaj, din cauza săgeţii iniţiale a barei. Neglijînd acest lucru se poate observa că amplitudinea creşte şi descreşte avînd aspectul fenomenului de bătăi. Frecvenţa oscilaţiilor este aceeaşi fiind egală cu frecvenţa imprimată de forţa perturbatoare. Fenomenul este deci similar calitativ cu vibraţiile barei solicitată transversal prin sarcină mobilă.

Pentru a fi cît mai aproape de situaţia reală a mecanismelor unde apar şi jocuri, s-a asigurat între bară şi ghidaj un joc de circa 0,5 mm. În această situaţie oscilogramele au forma din figura 7g şi 7h. Aici apare clar aspectul fenomenului de bătăi în cazul barei la care distanţa dintre reazeme este variabilă.

În concluzie, din analiza calitativă a relaţiei (13) şi a oscilogramelor din figura 7 rezultă că pulsaţia are valori cuprinse într-un anumit domeniu determinat de valorile lui b (b_{min}, b_{max}). Dacă pulsaţia forţei perturbatoare (în cazul vibraţiilor forţate) este cuprinsă în domeniul (p_{min}, p_{max}) apare fenomenul de rezonanţă pentru o anumită valoare $b_{min} < b < b_{max}$ şi din punct de vedere fizic are loc o trecere continuă şi repetată prin rezonanţă. Se poate vorbi în acest caz de un regim staţionar de trecere prin rezonanţă, într-un sens şi în altul, ceea ce practic trebuie evitat.

Amplitudinile vibraţiilor barei, indiferent de pulsaţia forţei perturbatoare, diferă de la moment la moment şi aspectul lor capătă caracterul fenomenului de bătăi. Evident, valoarea maximă şi minimă a amplitudinilor depinde de raportul dintre pulsaţia proprie medie a barei şi pulsaţia forţei perturbatoare. Pentru a evita trecerea repetată prin rezonanţă se impune ca frecvenţa forţei perturbatoare să fie situată în afara domeniului (f_{min}, f_{max}) corespunzător barei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ananiev, I. V.* şi *Timofeev, T. G.* Kolebaniia uprughih sistem v aviaţionnîh construkţiah i ih demfirovanie. Moscova 1965.

[2] *Ponomariev, S. D.* şi col. — Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini. Vol. III. Ed. tehnică, 1965 (trad. din lb. rusă).

[3] *Hamburger, L.* şi *Buzdugan, Gh.* — Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia maşinilor, Ed. tehnică, 1958.

CZ 621.979(09)

Considerații asupra modernizării preselor mecanice

Ing. Ion TUREAC – Institutul politehnic – Brașov

Avantajele pe care le oferă presarea la rece au făcut ca acest procedeu tehnologic să capete o largă aplicare în industrie. Ca urmare firmele producătoare de mașini-unelte au început să lanseze pe piață noi tipuri de prese cu parametri ridicați de exploatare dotate cu imstalații auxiliare care să asigure o utilizare cît mai completă a lor și o productivitate ridicată.

Intreprinderile din industria constructoare de mașini dispun însă de numeroase prese și utilaje pentru presare la rece, de fabricație mai veche care asigură doar în mică măsură volumul necesar de producție. În aceste condiții paralel cu investițiile pentru procurarea unor prese de fabricație recentă, este necesară modernizarea acelora deja existente în parcul de mașini-unelte.

Presele de construcție mai veche limitează posibilitățile de exploatare completă și productivitatea lor, prin :

a) numărul mic de curse duble pe minut;

b) lipsa unor mecanisme prin care să se asigure avansul automat al semifabricatelor și eliminarea pieselor și a deșeului — în scopul utilizării tuturor curselor proiectate ale mașinii;

c) durabilitatea mică a unor organe și subansamble care implică întreruperi frecvente ale procesului de exploatare în vederea reparațiilor;

d) lipsa instalațiilor auxiliare cum ar fi cea pentru reglare mecanică a spațiului de lucru dintre berbec și masă, cea de ungere centralizată etc.

În cele mai multe cazuri folosirea avansului manual în locul celui automat — adică exploatarea în regim de curse singulare — asigură utilizarea a numai jumătate din numărul de curse duble pe minut [1], [3], [4], [5].

Ținînd seamă de toate acestea, pe de o parte, cît și de faptul că în multe cazuri trebuie să se asigure un volum mai mare de producție pe seama exploatării acelorași mașini, modernizarea devine o problemă de mare importanță.

La modernizare, presele se completează cu unele instalații care să permită folosirea tuturor curselor proiectate, organe și subansambluri ale acestora sînt înlocuite în vederea asigurării unei durabilități mai mari și, dacă nici în aceste condiții nu se obține productivitatea necesară, atunci se trece la mărirea numărului de curse duble pe minut.

Considerații simple duc la stabilirea creșterii productivității preselor mecanice-echipate cu instalații pentru avansul automat al semifabricatelor ca urmare a modernizării și măririi numărului de curse duble pe minut.

Fie C cantitatea efectivă de piese ce se execută într-un schimb și n_c numărul proiectat de curse duble ale berbecului, pînă la modernizare. Timpul de bază T_b (min) necesar executării acestor piese este :

$$T_b = \frac{C}{n_c}. \tag{1}$$

Timpul auxiliar corespunzător aceluiași schimb este :

$$T_a = T_s - T_b = T_s - \frac{C}{n_c} \tag{2}$$

unde T_s este timpul unui schimb (în minute).

Timpul pentru executarea unei piese este constant atît înaintea modernizării cît și după aceasta, astfel încît, timpul pentru ungerea mașinii și sculelor și pentru curățarea sculelor, se poate raporta la numărul de piese executate.

Timpul auxiliar după modernizare va fi :

$$T'_a = \frac{T_a}{C} C' = (T_s - T_b) \frac{C'}{C} = T_s \frac{C'}{C} - \frac{C'}{n_c} \tag{3}$$

unde C' este cantitatea de piese care se obține pe presa modernizată.

Ținînd seama că :

$$C' = T_b\, n'_c, \tag{4a}$$

unde n'_c este numărul de curse pe minut, după modernizare rezultă :

$$C' = (T_s - T_a)\, n'_c = \left(T_s - T_s \frac{C'}{C} + \frac{C'}{n_c}\right) n'_c \tag{4 b}$$

de unde prin transformări simple se ajunge la :

$$C' = \frac{T_s}{\frac{1}{n'_c} + \frac{T_s}{C} - \frac{1}{n_c}}. \tag{4}$$

Raportul dintre numărul de piese obținute după mărirea numărului de curse și de piese obținute înainte, definește creșterea productivității preselor ca urmare a măririi numărului de curse (K_p).

$$K_p=\frac{C'}{C}=\frac{T_s}{\frac{1}{n'_c}+\frac{T_s}{C}-\frac{1}{n_c}}\,.$$

$$\cdot\frac{1}{T_b\,n_c}=\frac{T_s}{T_s-C\left(\frac{1}{n_c}-\frac{1}{n'_c}\right)}\,. \qquad (5\ \mathrm{a})$$

Fie $K_e=\frac{T_b}{T_s}$ coeficientul de folosire a curselor presei în cazul exploatării în regim automat și $K_r=\frac{n'_c}{n_c}$ coeficientul creșterii rapidității presei.

Atunci creșterea productivității se poate exprima prin:

$$K_p=\frac{1}{1-K_e\left(1-\frac{1}{K_r}\right)} \qquad (5)$$

Valorile creșterii productivității în funcție de K_e și K_r sînt sintetizate în tabela 1 și reprezentate în figura 1.

Tabela 1

K_e	K_p			
	$K_r=1{,}25$	$K_r=1{,}5$	$K_r=2$	$K_r=3$
1	1.25	1,5	2	3
08	1,19	1,37	1,66	2,34
06	1,14	1,25	1,43	1,66
04	1,09	1,16	1,25	1,38
0,25	1,05	1,09	1,14	1,20

Așa cum se vede în figura 1, urmează că numai după folosirea completă — în întreg schimbul — a tuturor curselor mașinii, productivitatea presei se mărește proporțional cu creșterea numărului de curse. Cu cît este mai mică valoarea coeficientului K_e cu atît scade productivitatea așteptată ca urmare a creșterii numărului de curse. Deci vor trebui înlăturați, mai întîi, toți factorii care limitează folosirea întregii capacități proiectate a mașinii și apoi se va trece la mărirea numărului de curse duble pe minut.

Se înțelege de la sine că mărirea numărului de curse la o presă inclusă într-o linie automată — în cazul cînd datorită ei productivitatea întregii linii se limitează — este întotdeauna oportună.

O dată cu schimbarea numărului de curse, evident, se modifică nu numai viteza berbecului dar și capacitatea de lucru a presei și ca urmare puterea motorului de antrenare trebuie recalculată. În adevăr, ținînd seamă de capacitatea de lucru a mașinii L_c

$$L_c=\frac{I\omega^2}{2}Z\cong\frac{In_m^2}{180}Z \qquad (6)$$

și exprimînd puterea în funcție de numărul de rotații,

$$N=\frac{L_c\,n_m}{6\,120\eta},\ \mathrm{kW} \qquad (7)$$

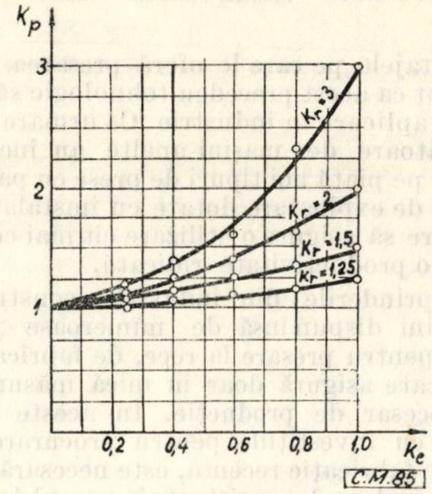


Fig. 1

în care, înlocuind (6) se obține:

$$N=\frac{In_m^3}{6120\cdot180\,\eta}Z \qquad (8)$$

unde

I este momentul de inerție al volantului;
ω — viteza unghiulară a acestuia;
z — coeficientul de utilizare a energiei volantului;
η — randamentul transmisiei.

Din (7) se vede că pentru un moment de inerție constant la un anumit coeficient de utilizare a energiei volantului, puterea motorului variază cu puterea a treia a numărului de rotații ale arborelui cotit (numărului de curse ale berbecului). O astfel de reglare a variației puterii, practic nu este posibilă nici chiar în cazul motoarelor speciale. Se poate realiza însă o variație liniară a puterii în funcție de turație. Din acest motiv problema se pune invers, în ce măsură poate fi exploatată capacitatea disponibilă la o presă în cazul numărului de curse variabile, motorul avînd o putere dată N_{max} = ct.

În cazul creșterii numărului de curse duble ale berbecului și lucrul invariabil, este necesar ca puterea motorului de antrenare să se mărească proporțional cu n'_c. Puterea electromotorului după modificarea numărului de curse, în cazul unui coeficient K_e constant se determină din relația:

$$N'=N\frac{n'_c}{n_c},\ \mathrm{kW} \qquad (9)$$

unde

N este puterea nominală a motorului pînă la modernizare, în kW.

n_c — numărul de curse automate pînă la modificare;

n'_c — numărul de curse după modificare.

Pentru exploatarea preselor se au în vedere în primul rînd doi parametri esenţiali:

— forţa nominală şi capacitatea de lucru.

O mare influenţă asupra celui de al doilea parametru, o au volanţii. Prin mărirea numărului de curse şi a puterii electromotorului, rezerva de lucru a preselor creşte. Ca urmare a creşterii numărului de curse este necesară echilibrarea minuţioasă a volantului pentru evitarea apariţiei vibraţiilor şi implicaţiilor acestora. În plus este necesară micşorarea dimensiunilor volantului — diametrul exterior şi lăţimea. Dimensiunile pentru noile condiţii de lucru se calculează din condiţia de egalitate a lucrului necesar şi mărirea numărului de rotaţii adică;

$$I' = I\left(\frac{n}{n'}\right)^2 \qquad (10)$$

unde

I' este momentul de inerţie al volantului după modernizare;

n, n' — numerele de rotaţii pe minut înainte şi după modernizare;

I — momentul de inerţie înaintea modernizării.

O dată cu creşterea vitezei de lucru, arborii mecanismului reductor au o turaţie mai mare creîndu-se condiţii de străpungerea peliculei de unsoare avînd ca urmare apariţia într-un timp mai scurt a uzurii lagărelor de alunecare. De aici şi necesitatea ca acesta să se înlocuiască cu lagăre de rostogolire, iar ungerea să se facă centralizat.

Alte două subansambluri asupra cărora se răsfrîng simţitor efectele creşterii numărului de rotaţii, sînt frînele şi cuplajele. Încălzirea şi uzura discurilor de fricţiune ale frînelor şi cuplajelor depind de lucrul de frecare, proporţional cu pătratul vitezei unghiulare al arborelui cuplajului. La presele automate unde în întregul schimb se lucrează în regim automat, ambreiajul şi frîna au un rol puţin însemnat. De aceea unele dintre ele se execută fără aceste subansambluri, iar uneori, la modernizare, la presele obişnuite acestea sînt îndepărtate tocmai pentru a permite creşterea vitezei de lucru şi exploatarea în regim automat.

Evident, o dată cu creşterea vitezei de lucru factorii dinamici vor influenţa — sensibil mai mult — sistemele de transmisie care vor trebui verificate. În afară de aceasta zgomotul produs va fi mai puternic. Pentru atenuarea acestuia se recomandă înlocuirea transmisiilor dinţate cu dinţi drepţi cu transmisii avînd roţi cu dinţi înclinaţi sau în V, executarea transmisiilor într-o clasă de precizie mai ridicată, alegerea unui sistem mai bun de ungere etc.

În prezent, în multe uzine se fac lucrări pentru mecanizarea operaţiilor auxiliare, în vederea utilizării tuturor curselor maşinii şi paralel cu aceasta se fac şi unele schimbări ale subansamblurilor şi organelor mult solicitate.

La Fabrica de radiatoare şi cabluri din Braşov, s-a construit şi pus în exploatare un dispozitiv de alimentare, pentru avansul automat al benzilor, care s-a ataşat la presa PELI 63tf fabricată la Uzinele Mecanice Sibiu (fig. 2).

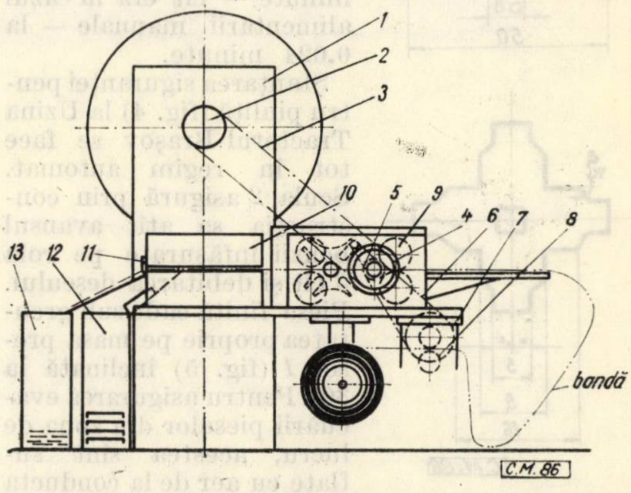


Fig. 2

Dispozitivul se foloseşte la fabricarea plăcii de bază a radiatorului, figura 3, din bandă de oţel, avînd grosimea de 0,8 mm şi lăţimea de 80 mm banda este înfăşurată în colac. Mecanismul pentru antrenarea benzii este pus în mişcare prin intermediul unei transmisii cu lanţ. De la roata *2* fixată pe arborele principal al maşinii *1*, mişcarea se transmite prin lanţul *3* la roata *4* fixată pe acelaşi ax cu roata

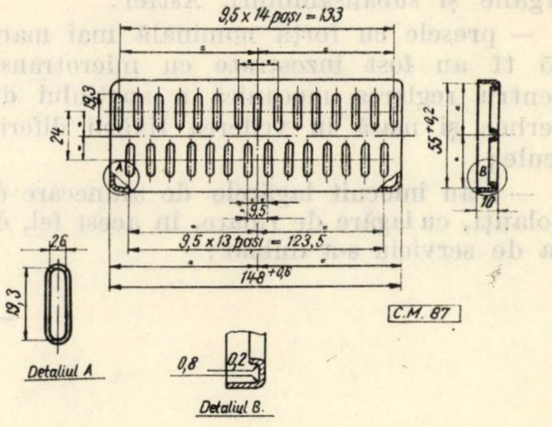


Fig. 3

De la *5* mişcarea se transmite printr-un al doilea lanţ *6* la roata 7 care pune la rîndul său în mişcare roţile rolelor de derulare *8*, *9*. Avansul intermitent se face printr-un mecanism cu cruce de malta.

Scula *10* execută simultan toate operaţiile : decupare, ambutisare, perforare şi răsfrîngerea marginilor — astfel că la o singură cursă dublă a berbecului se obţine o piesă finită. Deşeul este tăiat la dimensiuni mici, de către cuţitul *11* şi dirijat apoi în buncărul *13*. Piesa finită (fig. 3) este depozitată în buncărul *12*.

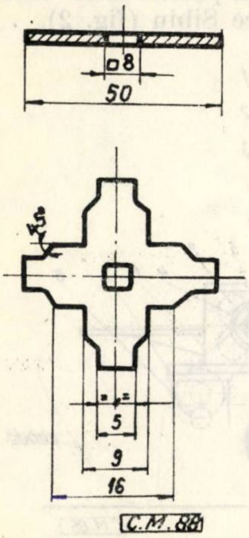


Fig. 4

Prin folosirea acestui dispozitiv, timpul pentru o piesă a scăzut de la 0,16 minute — cît era în cazul alimentării manuale — la 0,024 minute.

Ştanţarea siguranţei pentru piuliţă (fig. 4) la Uzina Tractorul-Braşov se face tot în regim automat. Scula *2* asigură prin construcţia sa atît avansul benzii înfăşurate pe rola *3* cît şi debitarea deşeului. Piesa finită cade sub greutatea proprie pe masa presei *1* (fig. 5) înclinată la 30°. Pentru asigurarea evacuării pieselor din zona de lucru, acestea sînt suflate cu aer de la conducta *3* şi dirijate prin ghidajul *4* către buncărul *5*.

În acest fel toate cele 45 curse duble pe minut ale presei sînt utilizate.

În această uzină paralel cu mecanizarea unor operaţii auxiliare s-a trecut şi la înlocuirea unor organe şi subansambluri. Astfel:

— presele cu forţa nominală mai mare de 25 tf au fost înzestrate cu microtransmisii pentru reglarea mecanică a spaţiului dintre berbec şi masă în vederea fixării diferitelor scule;

— s-au înlocuit lagărele de alunecare de la volanţi, cu lagăre de rulare, în acest fel, durata de serviciu s-a dublat;

— s-au înlocuit sistemele de comandă cu pîrghii la două mîini şi cu pedală — cu sisteme de comandă electromagnetice la două mîini.

— ungerea manuală s-a înlocuit cu sisteme centralizate.

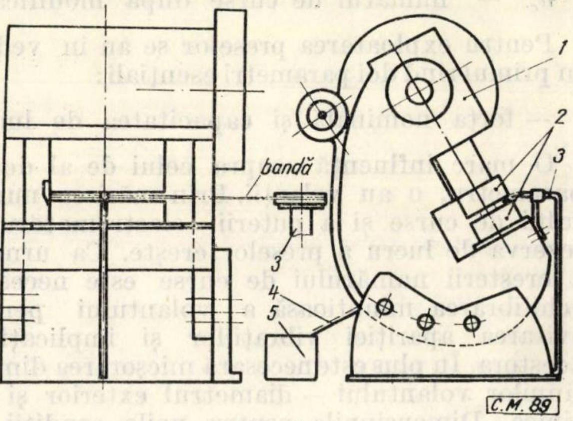


Fig. 5

Prin acestea s-a ajuns la o durabilitate mai mare a maşinilor; s-au asigurat condiţii mai bune de lucru operatorilor — iar indicii de exploatare au crescut.

Modernizarea preselor mecanice este pe deplin justificată nu numai în producţia de masă dar şi pentru seriile mari şi mijlocii.

După modernizare, o presă poate asigura indicii de exploatare comparabili cu cei ai preselor de fabricaţie recentă. Investiţiile pot fi însă mult mai mici. Totuşi modernizarea acestora trebuie să se facă numai după ce s-au înlăturat deficienţe de organizare ca : neexploatarea în toate schimburile, reglările frecvente, alegerea necorespunzătoare a maşinii etc., şi după ce s-au asigurat toate condiţiile pentru exploatarea lor raţională.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rovinschi, G. H.* Listoştampovocinie mehaniceschie-presi. Maşinostroenie — Moscova 1968.

[2] *Makelt, H.* Die mechanischen pressen. Karl Hanser, Verlag, München, 1961.

[3] *Mihalenco, F. P.* Avtomaticescaia holodnaia stampovca. Maşinostroenie, Moscova, 1965.

[4] *Feldman, I. I.* Modernizarea utilajului de foraje şi presare. I. D. T. Bucureşti, 1962.

[5] *Filipov, V, V.* Mecanizarea şi automatizarea ştanţării pieselor din tablă I. D. T.,Bucureşti, 1961.

CZ 621.224.35 : 621.791(498)

Utilizarea construcţiilor sudate la turbinele hidraulice de tip Kaplan fabricate în R. S. România

Ing. Iacob VOIA — I.C.P.E.H. Reşiţa

Ing. Iulia VOIA — U.C.M. Reşiţa

Tendinţele actuale în domeniul turbinelor hidraulice, care urmăresc creşterea puterii unitare a agregatelor şi ridicarea performanţelor energetice, trebuie îmbinate cu mărirea economicităţii în fabricaţie şi în exploatare. Este necesară deci adoptarea soluţiilor constructive şi tehnologice optime în condiţiile fabricaţiei moderne de turbine hidraulice.

Creşterea puterii unitare a agregatelor a determinat necesitatea realizării de piese cu dimensiuni şi greutăţi foarte mari (diametru peste 16 m, greutăţi finite de circa 100 t), care necesită un studiu aprofundat sub aspecte multiple : semifabricate , prelucrări mecanice, transport, montaj, exploatare şi reparaţii.

În plus, trebuie ţinut seamă de faptul că fabricaţia de turbine hidraulice se caracterizează prin unicate şi mai rar serie mică, prin consum mare de manoperă şi necesitatea unor maşini-unelte unicate.

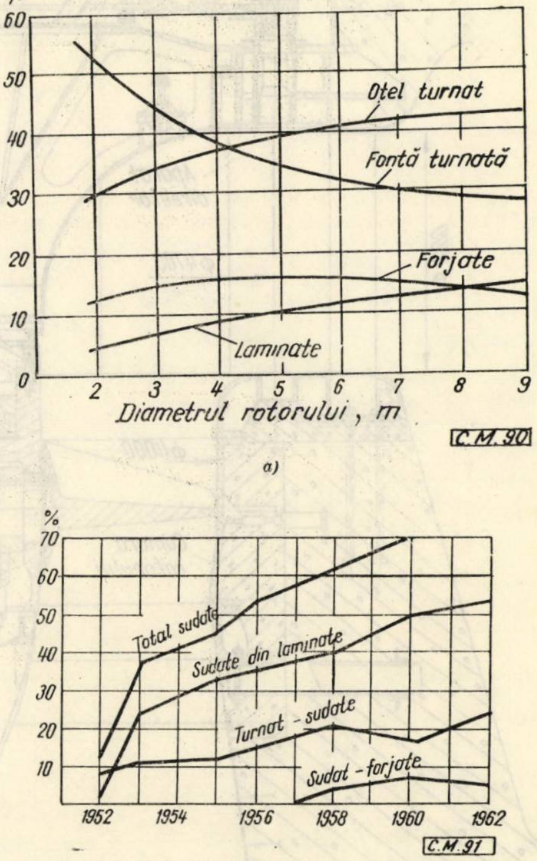
În aceste condiţii, construcţiile sudate, avînd avantajele unui preţ de cost redus al semifabricatelor (laminate de uz general) şi ale unor procedee de sudare în continuă dezvoltare şi perfecţionare, au fost adoptate la majoritatea ansamblelor de bază ale turbinei. De amintit că prin absenţa defectelor specifice pieselor turnate, în special la cele mari, construcţiile sudate asigură ritmicitatea producţiei.

Prezintă interes urmărirea evoluţiei concepţiei constructive a turbinelor hidraulice prin prisma materialelor folosite. Astfel, spre exemplu, în U. R. S. S., ţară cu rezultate la cel mai înalt nivel în acest domeniu, situaţia este prezentată în figurile 1 a şi 1 b. Figura 1 a, extrasă din [2], prezintă imaginea materialelor folosite la turbinele Kaplan pînă în 1950. Aşa cum rezultă din diagramă, pînă la această dată materialele turnate reprezentau circa 80% dînd piesele de bază ale turbinei. La ora actuală (fig. 1 b [1]), ponderea materialelor turnate a scăzut considerabil, piesele sudate în schimb reprezentînd 72—73% din greutatea turbinei.

1. *Turbinele hidraulice fabricate în R. S. România. Soluţii constructive adoptate*

Fabricaţia propriu-zisă de turbine hidraulice în R. S. România a început în anul 1962 o dată cu fabricarea turbinelor hidraulice pentru CHE Roznov II din amenajarea Bistriţa-aval. S-au fabricat şi pus în funcţiune după proiecte realizate în ţară, pînă în prezent, peste 30 de turbine de tip Kaplan, cu puteri între 4—23 MW, totalizînd peste 300 MW putere instalată.

Urmărind soluţiile constructive, se constată o accentuată tendinţă spre adoptarea construcţiilor sudate, acest fapt corespunzînd tendinţei generale de realizare a unor agregate cu performanţe ridicate în condiţii cît mai avantajoase din punct de vedere economic.



a)

b)

Fig. 1

Primele turbine fabricate respectau linia „clasică'' piesele de performanţă fiind în majoritate turnate; cele sudate reprezentau doar 16% din greutatea turbinei şi erau utilizate la piese de importanţă redusă (căptuşeli şi platforme). Trecerea la construcţiile sudate s-a efectuat treptat dar relativ rapid, astfel că la această dată, la turbinele fabricate în R. S. România, piesele turnate sînt în număr redus, preponderente fiind cele sudate. În figura 2 este prezentat ansamblul unei turbine realizate în ţară, de unde rezultă evident preponderenţa ansamblelor sudate (aparatul director, statorul, ogiva rotorului) deşi turbina reprezintă o variantă de tranziţie, avînd camera rotorului în construcţie turnată.

Componenţa materialelor semifabricate, utilizate la turbinele fabricate recent şi în curs

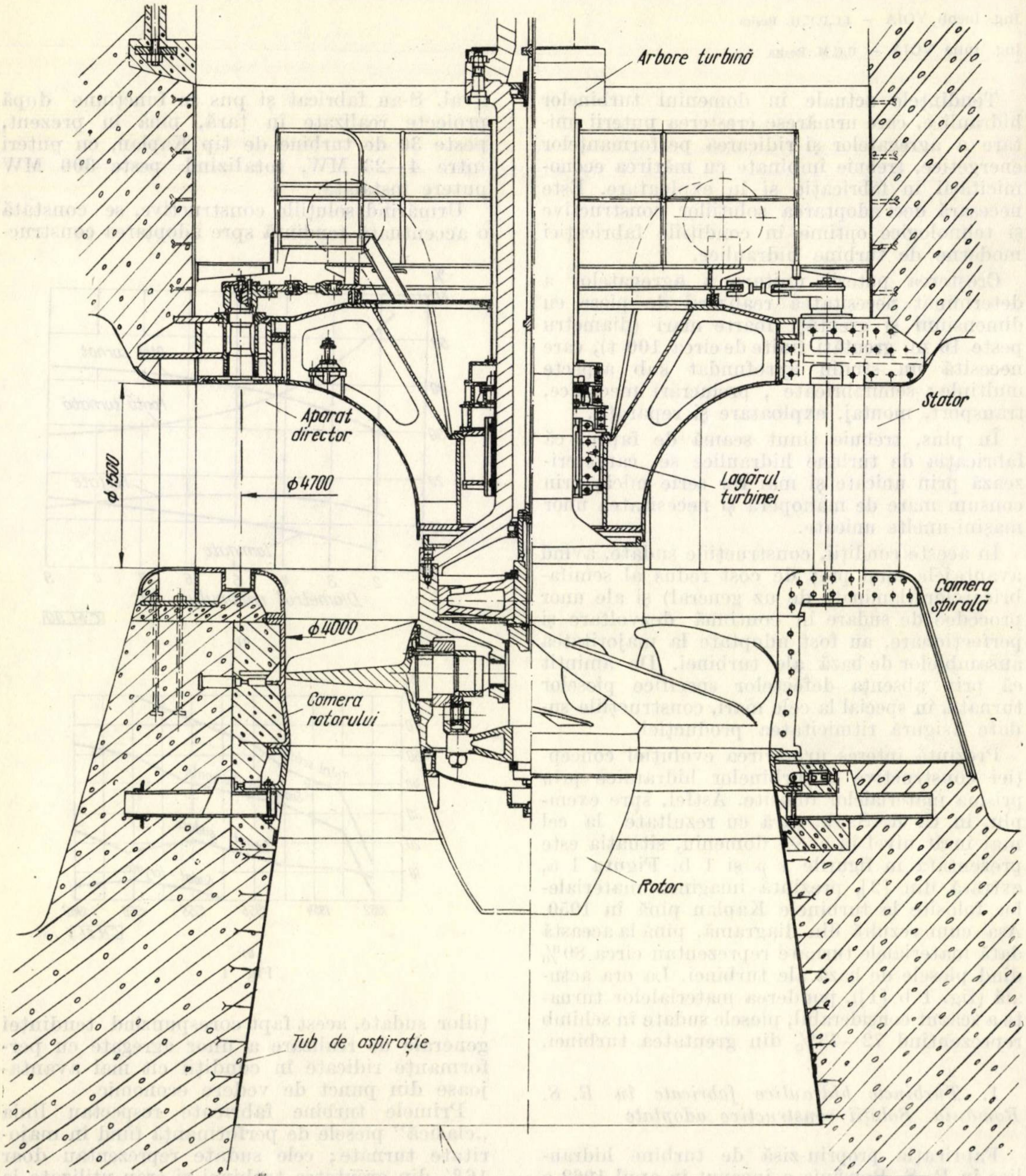

Arbore turbină
Stator
Aparat director
ϕ5500
ϕ4700
Lagărul turbinei
Camera spirală
ϕ4000
Camera rotorului
Rotor
Tub de aspiraţie
C.M.92

Fig. 2

de fabricaţie, prezentată în figura 3, dă, de asemenea, o imagine asupra orientării concepţiei constructive spre subansamblele sudate.

Ca soluţii constructive subansamblele sudate s-au introdus sub forma subansamblelor sudate din laminate şi construcţiilor combinate : forjat — turnat — sudat.

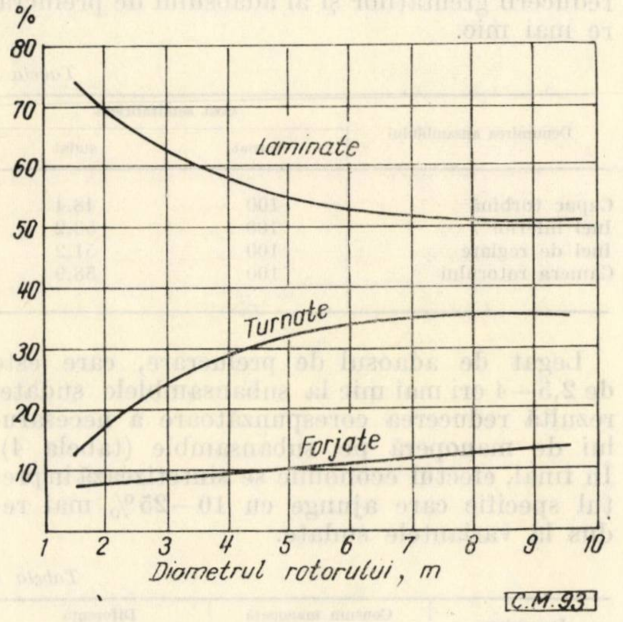


Fig. 3

Subansamblele sudate din laminate, reprezentînd 50 — 70% din greutatea turbinei, sînt utilizate la aparatul director (inel inferior, palete, capac turbină, inel superior, inel de reglare), camera rotorului, ogiva rotorului şi la diferite căptuşeli (tub de aspiraţie, cameră spirală, puţul turbinei).

În figura 4 (*a* — inel inferior ; *b* — capacul turbinei ; *c* — camera rotorului ; *d* — inel de reglare) sînt date schiţele cîtorva ansamble sudate ale aparatului director, precum şi camera rotorului, comparativ cu cele turnate.

În figura 5 este reprezentat statorul în timpul prelucrărilor mecanice.

Construcţiile combinate sînt utilizate la statorul turbinei şi la arbore. Statorul (fig. 6 a) reprezintă o construcţie sudat-turnată, avînd coloanele turnate, îmbinate prin sudură de inelul inferior şi superior care sînt sudate din tablă. Arborele este executat din corpul arborelui forjat, îmbinat prin sudură cu flanşele (fig. 6 b) care pot fi de asemenea forjate sau turnate.

2. *Efectele economice ale introducerii construcţiilor sudate*

Introducerea construcţiilor sudate la turbinele hidraulice a avut efecte economice importante.

Se vor analiza efectele economice prin prisma greutăţii specifice, a costului semifabricatelor şi a consumului de manoperă.

Greutatea netă a ansamblelor turbinei în construcţie sudată se reduce în mod substanţial comparativ cu cele turnate.

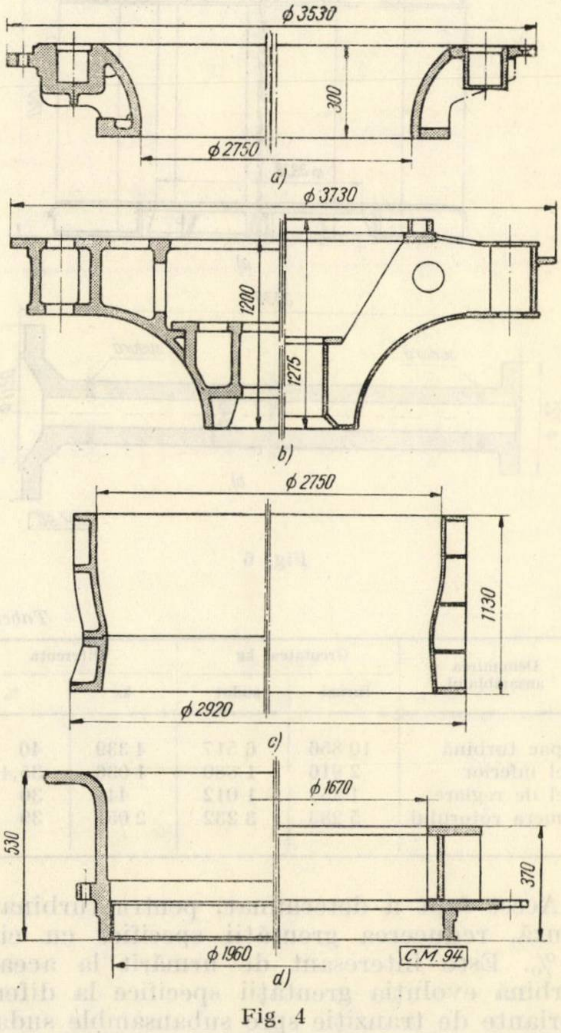


Fig. 4

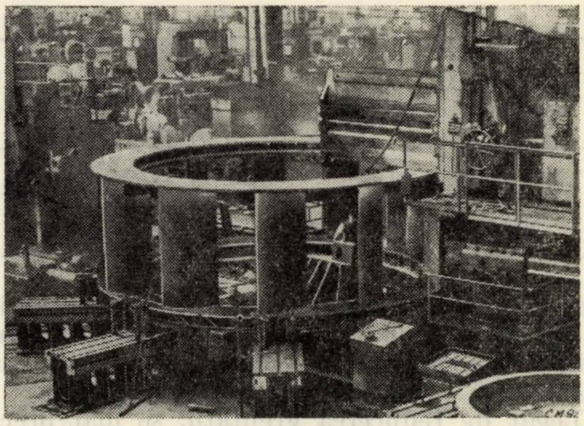


Fig. 5

Se redau în tabela 1 greutăţile pentru ansamblele din figurile 4 *a*, *b*, *c* şi *d* pentru o turbină de 7,5 MW, de unde rezultă că reducerea greutăţii la ansamblele sudate este de 30–40%.

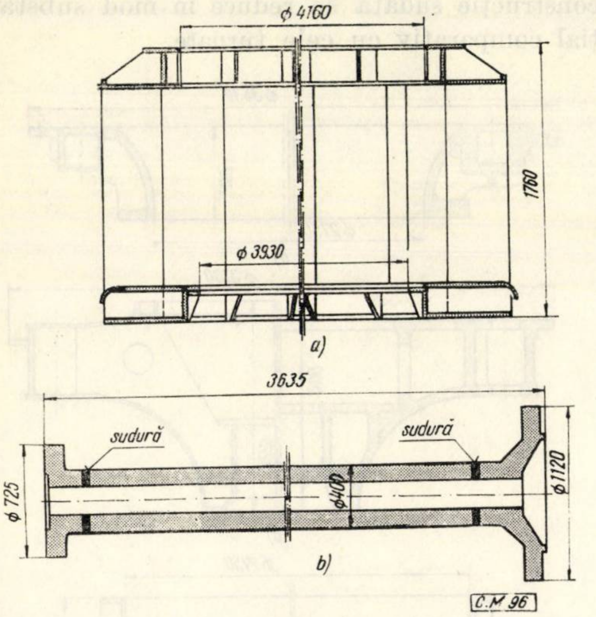


Fig. 6

Tabela 1

Denumirea ansamblului	Greutatea, kg		Diferenţa	
	turnat	sudat	kg	%
Capac turbină	10 856	6 517	4 339	40
Inel inferior	2 916	1 880	1 036	35,4
Inel de reglare	1 453	1 012	441	30
Camera rotorului	5 283	3 232	2 051	39

Acest fapt a determinat, pentru turbina în cauză, reducerea greutăţii specifice cu circa 24%. Este interesant de urmărit la această turbină evoluţia greutăţii specifice la diferite variante de tranziţie spre subansamble sudate. Aşa cum rezultă din tabela 2, trecerea la construcţia sudată a determinat reducerea greutăţii specifice, cele trei variante sudate diferind prin proporţia pieselor sudate faţă de cele turnate.

Tabela 2

Turbina	Greutatea specifică, kg/kW			
	Construcţie turnată	Construcţie sudată		
		var. I	var. II	var. III
7,5 MW	10,07	8,23	7,77	7,67
11,5 MW	12,214	10,595		

Legat de reducerea greutăţii, se mai precizează faptul că soluţia constructivă sudată a camerei rotorului la turbina de 7,5 MW a dus la o economie de 3 700 kg oţel inoxidabil pe turbină.

În ce priveşte costul semifabricatelor, subansamblele sudate sînt cu 40–50% mai ieftine (tabela 3). Acest fapt este rezultatul preţului de cost relativ redus al laminatelor, al reducerii greutăţilor şi al adaosului de prelucrare mai mic.

Tabela 3

Denumirea ansamblului	Cost semifabricat	
	turnat	sudat
Capac turbină	100	48,4
Inel inferior	100	53,2
Inel de reglare	100	51,2
Camera rotorului	100	58,9

Legat de adaosul de prelucrare, care este de 2,5–4 ori mai mic la subansamblele sudate, rezultă reducerea corespunzătoare a necesarului de manoperă pe subansamble (tabela 4). În final, efectul economic se sintetizează în preţul specific care ajunge cu 10–25% mai redus la variantele sudate.

Tabela 4

Denumirea ansamblului	Consum manoperă		Diferenţă	
	turnat	sudat	–	%
Capac turbină	1 395	661	734	52,6
Inel inferior	532	162	370	69,4
Inel de reglare	270	153	117	43,4
Camera rotorului	1 640	970	670	40,8

3. *Aspecte constructive şi tehnologice*

Problemele de ordin constructiv-tehnologic care se pun la proiectarea construcţiilor sudate ale turbinelor hidraulice cuprind următoarele aspecte principale :

— adoptarea unor forme constructive cît mai raţionale ale variantelor sudate, astfel ca semifabricatele să se apropie cît mai mult de forma finită ;

— utilizarea diferenţiată a materialelor şi procedeelor de sudare, în funcţie de condiţiile de rezistenţă ce se impun ansamblului respectiv (solicitări mecanice, coroziune, cavitaţie).

În prima categorie intră, în special, realizarea suprafeţelor de revoluţie ale organelor părţii de scurgere a turbinei din elemente sudate, precum şi adoptarea variantelor combinate între : turnat-forjat-sudat. Aşa este, spre exemplu, realizarea capacului turbinei şi a ogivei din trunchiuri de con sau din segmente toroidale matriţate.

Materialele cele mai utilizate sînt oţelurile carbon obişnuite şi de calitate, de asemenea oţelurile aliate rezistente la efectele cavitaţiei şi coroziunii (12C130).

Procedeele de sudare folosite sînt : sudarea manuală obişnuită, sudarea sub strat de flux şi sudarea în mediu de CO_2. Materialul de adaos este format din electrozi obişnuiţi, electrozi speciali pentru sudarea oţelurilor inoxidabile, iar pentru sudarea în mediu de CO_2, sîrmă S10MS.

4. *Concluzii*

Din datele prezentate rezultă că adoptarea soluţiilor sudate la turbine a determinat efecte economice pozitive complexe (reducerea greutăţii specifice, a costului semifabricatelor şi a necesarului de manoperă) care, în final, au dus la reducerea preţului specific al agregatului cu 10–25%.

Analiza efectuată şi tendinţele actuale pe plan mondial permit, de asemenea, precizarea căilor de îmbunătăţire, în continuare, a soluţiilor constructive şi anume :

— preocuparea în continuare în vedere realizării de forme constructive cît mai tehnologice ;

— utilizarea la maximum a metodelor de calcul în proiectare pentru evitarea supradimensionărilor ;

— alegerea raţională a metalului de bază, eventuala folosire a oţelurilor slab aliate în locul celor obişnuite ;

— prevederea pe scară largă a procedeelor celor mai economice de sudare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Şcegolev, G.S.* Svarnîe construkţii v ghidroturbostroenii. În: Tehnologhia svaruocinovo proizvodstva. Moscova, 1964.

[2] *Gamze, Z.M., Galdscher, A.I.* Tehnologhia proizvodstva krupnîh ghidroturbin. Moscova, Maşghiz, 1950.

◆

Documentare

Avtomobilnaia promîşlenosti

nr. 7, 1970

A. G. Şmidt, **Influenţa unor factori asupra indicilor de viteză ai turismului**

În cadrul Institutului ştiinţific pentru automobile din Moscova (NAMI) s-a elaborat o metodă de studiere a procesului de accelerare a automobilului. S-a studiat influenţa rezistenţei la rostogolirea roţilor şi a rezistenţei aerului în cazul turismelor cu motor cu carburator şi cu transmisie mecanică în trepte. La cercetarea intensităţii accelerării a fost acordată o mare atenţie duratei de accelerare pînă la viteza de 60 km/h, admisă ca limită superioară în oraşe, şi pînă la 80% din viteza maximă permisă în afara centrelor populate. Momentele de schimbare a vitezelor, asigurînd intensitatea maximă a accelerării, au corespuns punctelor de intersecţie a curbelor acceleraţiei automobilului în diverse trepte de viteză. Durata schimbării vitezei a fost evaluată în calcule la 0,5 s.

Pentru experimentări s-a utilizat un turism cu motor cu puterea maximă de 80 CP şi greutatea complet încărcat de 1 340 kg (putere specifică – circa 60 CP/t), numit în continuare automobilul A. Indicii de viteză şi datele iniţiale pentru calculul pe maşina electronică au rezultat din încercări de laborator şi de cale. Pentru a urmări dependenţele menţionate, s-a considerat şi cazul unui automobil cu puterea specifică de 20 CP/t (automobilul *B*), corespunzător utilizării unui motor de 30 CP pe automobil *A*, restul parametrilor nefiind modificaţi. Numărul de trepte şi rapoartele de transmisie ale cutiei de viteze au fost stabilite în aşa fel încît pentru ambele automobile să se obţină viteza maximă la turaţia nominală a motorului, corespunzătoare puterii maxime. Valoarea de calcul a vitezei maxime a automobilului a fost apreciată la 142 km/h pentru automobilul *A* şi la 100 km/h pentru automobilul *B*. Datele experimentale au confirmat rezultatele calculului procesului de accelerare al automobilului *A*.

Cercetarea influenţei rezistenţei la rostogolirea roţilor a inclus calculul accelerării automobilelor *A* şi *B* la diferite valori ale parametrului considerat (30 şi 50% din rezistenţa nominală, 30, 50 şi 100% peste rezistenţa nominală). Dependenţa duratei de accelerare *t* a automobilului *A* faţă de rezistenţa la rostogolire *f*, la diferite viteze, pe distanţa de 1 km, este prezentată în figura 1. Din grafic se constată că variaţia în limite largi a parametrului *f* influenţează durata *t* numai la viteza de ordinul a 60–70% din viteza maximă. O influenţă mult mai substanţială s-a manifestat în cazul automobilului *B*.

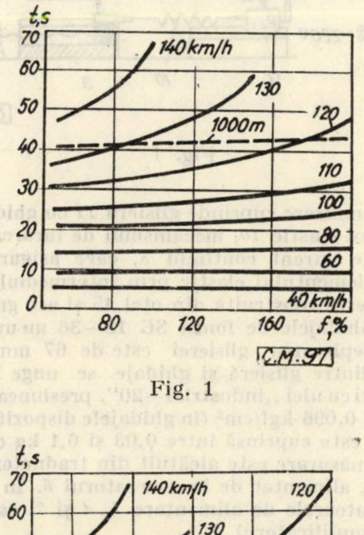


Fig. 1

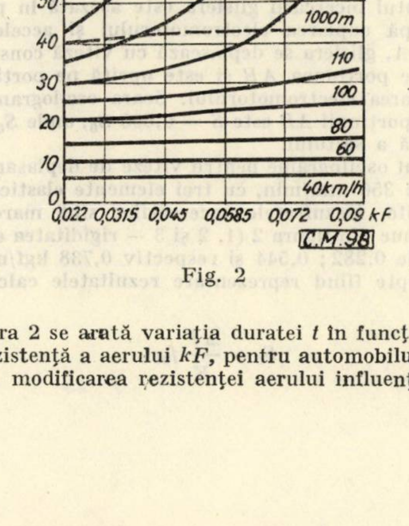


Fig. 2

În figura 2 se arată variaţia duratei *t* în funcţie de factorul de rezistenţă a aerului *kF*, pentru automobilul *A*. Se observă că modificarea rezistenţei aerului influenţează sensibil procesul de accelerare la viteze mai mari decît 70 % din viteza maximă.

Rezultatele cercetării au permis și reprezentarea dependenţelor vitezei maxime a automobilului v_{max} în funcţie de parametrii f și kF. Analiza acestor dependenţe a arătat, de exemplu, că micșorarea cu 30 % a rezistenţei la rostogolirea roţilor prilejuiește o creștere a vitezei v_{max} cu 3,7 % la automobilul A și cu 5 % la automobilul B; o scădere de același ordin a rezistenţei aerului a determinat majorarea lui v_{max} cu 4,7 și respectiv 6,1 %.

G.Z.

Stanki i instrument

nr. 7, 1970

M.P. Bondar și Iu. M. Miţ. **Studiul mișcării în salturi prin alunecare.**

În construcţia de mașini și dispozitive este cunoscut fenomenul de alunecare în salturi care se manifestă la viteze mici de deplasare. Atenuarea sau prevenirea fenomenului se realizează de regulă în trei feluri : *1* — modificarea (în general mărirea) vitezei de deplasare ; *2* — utilizarea unor elemente mai rigide pentru transmisie ; *3* — micșorarea frecării.

În vederea studierii mișcării în salturi s-a imaginat instalaţia prezentată în figura 1, formată dintr-un bloc de analizare și un bloc de măsurare.

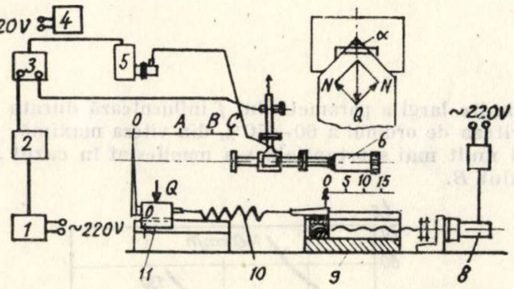


Fig. 1

Blocul de analizare cuprinde glisiera *11* cu ghidaje prismatice, elementul elastic *10*, mecanismul de încărcare *9* și electromotorul de curent continuu *8*, care asigură încărcarea uniformă a elementului elastic prin intermediul unui reductor. Glisiera este construită din oţel 45 și are greutatea $Q = 0{,}48$ kg. Ghidajele de fontă SC 18—36 au unghiul la vîrf $\alpha = 60°$. Deplasarea glisierei este de 67 mm. Suprafaţa de contact dintre glisieră și ghidaje se unge înaintea fiecărei încercări cu ulei „industrial—20", presiunea corespunzătoare fiind de 0,096 kgf/cm^2 (în ghidajele dispozitivelor curente presiunea este cuprinsă între 0,03 și 0,1 kg cm ^{2}).

Blocul de măsurare este alcătuit din traductorul de deplasări liniare *6*, alimentat de la generatorul *5*. În schemă mai intră stabilizatoarele de alimentare *1*, *4* și *7*, oscilograful cu buclă *2* și amplificatorul *3*.

La începutul încercării glisiera este așezată în poziţia de repaus. După cuplarea electromotorului și accelerarea pe porţiunea OA, glisiera se deplasează cu viteză constantă dar în salturi pe porţiunea AB și este oprită pe porţiunea BC prin decuplarea electromotorului. Scara oscilogramei corespunzătoare porţiunii AB este $S = 0{,}695\ S_0$, unde S_0 este mărimea liniară a saltului.

Sau ridicat oscilograme pentru viteze de deplasare cuprinse între 5 și 350 mm/min, cu trei elemente elastice de rigidităţi diferite. Rezultatele încercărilor sînt marcate prin liniile continue din figura 2 (1, 2 și 3 — rigiditatea elementului elastic de 0,282 ; 0,544 și respectiv 0,738 kgf/mm), prin linii întrerupte fiind reprezentate rezultatele calculelor cu formula

$$S_0 = \frac{\Delta F}{K} f_0,$$

în care : ΔF este diferenţa dintre forţele de frecare de repaus și în deplasare ; f — coeficient ce depinde de viteza critică de deplasare ; K — rigiditatea transmisiei.

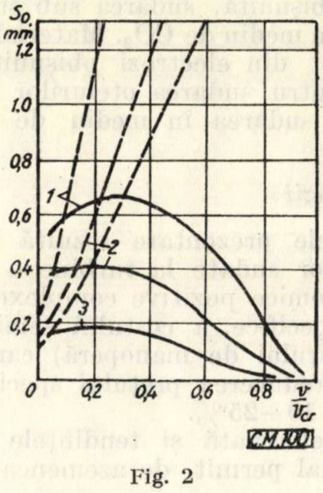


Fig. 2

Viteza critică de deplasare are expresia

$$v_{cr} = \frac{\Delta f}{\sqrt{\psi k m}} N,$$

unde Δf este diferenţa dintre coeficienţii de frecare de repaus și în deplasare ; ψ — coeficient de amortizare ; m — masa ; $N = \dfrac{Q}{2 \sin \dfrac{\alpha}{2}}$ — forţa normală pe ghidaje. Rezultatele sînt prezentate în funcţie de viteza relativă v/v_{cr}, unde v este viteza medie de deplasare.

G.Z.

Antriebs-Technik,

nr. 6, 1970, R.F.G.

Roţi libere

Roţile libere din seria de dimensiuni constructive AZ (figura 1) se execută pentru un moment de torsiune de 7,5 kgfcm, cu alezaje de 4,5 și 6 mm.

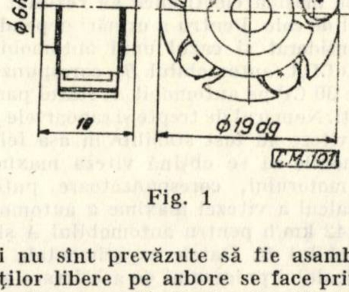


Fig. 1

Aceste roţi nu sînt prevăzute să fie asamblate cu pene. Montarea roţilor libere pe arbore se face prin presare, prin lipire sau prin fixare axială. Pentru turaţii și sarcini radiale mici, este suficient să se monteze un inel exterior, direct pe roata liberă. În cazul unor turaţii ridicate, este necesar ca aceste roţi să fie prevăzute cu lăgăruire destinată special acestui scop. Roţile libere pentru momente mici se utilizează în transportul foliilor la mașinile de împachetat, precum și la dispozitivele de înfășurare pentru transportul filmelor. Se prevede — în viitor — o lărgire a seriei de dimensiuni.

Machinery and Production Engineering,

nr. 2979, 1969

Dispozitiv special de găurit conic

Dispozitivul (fig. 1) este destinat a fi folosit la maşina de găurit orizontală.

Capul *1* are un diametru interior care se adaptează la flanşa maşinii de găurit şi un alezaj care asigură un ajustaj alunecător berbecului cilindric *2*.

În unul din capetele berbecului este presat un adaos *3*, confecţionat din oţel călit, care asigură un reazem pentru o bilă de oţel *4* reţinută de marfa *5*. Un gol prelucrat în berbec la capătul acestuia din partea opusă bilei, permite montarea arcului de presiune *6*. Rezistenţa arcului este suficientă pentru ca acesta să reziste împingerii de aşchiere în timpul finisării conului, arcul fiind reţinut de piuliţa *7*.

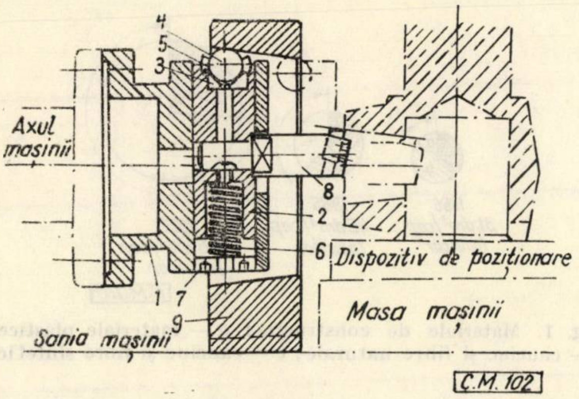


Fig. 1

Berbecul *2* este găurit pentru a primi barele de găurit *8*, care suportă un cuţit cu un singur vîrf, acest cuţit fiind reglat de un şurub, cu pas fixat de două şuruburi autofiletante. Părţile plane prelucrate pe bara de găurit pătrund în marginile unei fante de la capătul din faţă a corpului *1* pentru a împiedica rotirea berbecului, fonta servind de asemenea pentru a limita deplasarea transversală a berbecului. Bara de găurit *9* este reţinută de un şurub autofiletant cu locaş pentru cheie în cap. Bara de găurit poate fi scoasă cu ajutorul unui dorn de alamă care trece prin gaura centrală din corpul *1*, atunci cînd şurubul autofiletant se slăbeşte cu ajutorul unei chei care trece prin arc şi prin piuliţa de reţinere a arcului.

Se menţionează că atunci cînd se scoate bara de găurit, arcul *6* aruncă manşonul *1* de pe corpul dispozitivului cu o forţă mare. De aceea în asemenea cazuri se foloseşte o bridă care să reţină manşonul.

Cu ajutorul şurubului, berbecul se poate deplasa contra presiunii arcului cu un prezon ce poate trece prin gaura din piuliţa *7* şi arc şi cupla cu gaura filetată din berbec. Arcul poate fi apoi comprimat cu ajutorul unei piuliţe de pe capătul exterior filetat al prezonului, pînă cînd piuliţa *7* se poate cupla cu filetele din corpul dispozitivului.

Mişcarea berbecului este comandată de un inel secundar călit, montat pe sania maşinii de găurit.

Ca mod de lucru, piesa se montează pe dispozitivul de poziţionare şi se centrează precis pe axul maşinii în planul lateral.

Axul maşinii fiind retras pînă cînd bila ocupă o poziţie apropiată de capătul mai mare al găurii conice din inelul secundar, masa avansează pînă cînd vîrful sculei aşchietoare din bara de găurit *9* ajunge la marginea găurii degroşate conic. Apoi, axul se avansează şi berbecul *2* se deplasează transversal contra presiunii exercitate de arc realizînd o gaură conică în piesă, gaură ce corespunde cu conul din inelul secundar.

Viteza de aşchiere şi avansul se reglează în mod normal.

Mărimea găurii obţinute se poate regla fie prin reglarea vîrfului sculei aşchietoare din bara de găurit, fie prin deplasarea mesei maşinii faţă de inelul secundar.

O. M.

Manutention Mécanique et Automation,

nr. 7, 1969

Determinarea sarcinilor asupra rulmenţilor trenurilor de angrenare

În calculul sarcinilor suportate de rulmenţii unui tren de angrenaje se ia de bază forţele care se exercită asupra angrenajelor şi care depind de puterea transmisă şi de viteză. De asemenea, trebuie să se ţină seama de forţele suplimentare care, pe de o parte se produc chiar în trenul de angrenaje şi, pe de altă parte, provin de la maşinile sau organele de maşini cu care trenul este cuplat.

Cu toate că calculul forţelor asupra angrenajelor nu are o legătură directă cu tehnica rulmenţilor, un rezumat al formulelor întrebuinţate poate prezenta un oarecare interes în domeniul practic unde se aplică în general aşa-zisele procedee rapide dar care dau adesea rezultate cu totul inexacte.

În ceea ce urmează s-a neglijat frecarea din angrenajele cilindrice şi conice. Dimpotrivă, s-a ţinut seama de frecarea asupra flancurilor angrenajelor hiperboloide şi a angrenajelor melcate unde dinţii alunecă unii pe alţii în sens longitudinal.

Pentru mai multă uşurinţă se păstrează termenii utilizaţi în diferitele cataloage generale. Sarcinile sînt exprimate în kg, braţele de pîrghie în mm:

K — forţă rezultantă pe angrenaj, perpendiculară pe flancul dintelui (fig. 2);
K_p — componenta lui K, paralelă cu arborele (forţă tangenţială);
K_n — componenta lui K, dirijată după raza cercului primitiv al angrenajului;
K_a — componenta axială a lui K;
W — puterea transmisă primitiv (pentru un angrenaj conic se ia raza medie);
r — raza cercului primitiv (pentru un angrenaj conic se ia raza medie);
γ — turaţia angrenajului, rot/min;
α — plan perpendicular al flancului dintelui;
β — unghiul de înclinare al dintelui (fig. 4);

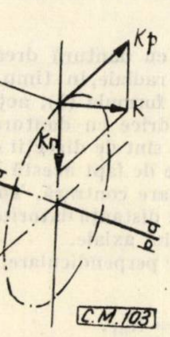


Fig. 1

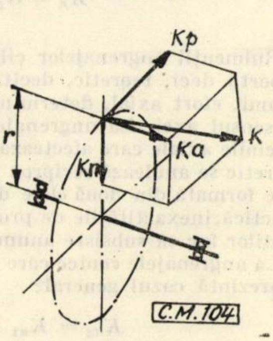


Fig. 2

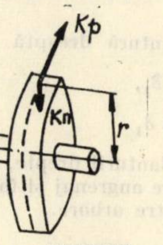


Fig. 3

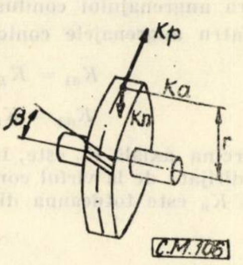


Fig. 4

δ — jumătate din unghiul conului;
Z — numărul de dinţi ai angrenajului;
ν — coeficient de frecare pentru flancurile angrenajelor hiperbolice şi angrenajele melc: pentru oţel călit pe oţel călit sau pe bronz şi execuţie îngrijită $\nu = 0{,}02-0{,}04$

În formulele următoare indicele 1 se referă la angrenajul motor şi indicele 2 se referă la angrenajul condus.

Forţa periferică K_p este determinată de puterea transmisă Ea rezultă din formulele:

$$K_p = 975\,000 \frac{W}{r \cdot n} \quad (W \text{ exprimat în kW}), \tag{1}$$

sau:

$$K_p = 716\,000 \frac{W}{r \cdot n} \quad (W \text{ exprimat în CP}),$$

în funcţie de cuplul motor.

$K_p = \frac{C}{r}$ (valoarea cuplului motor C este dată în abacul 1). Raportul de reducere pentru angrenajele cilindrice şi conice este:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} \tag{2}$$

Pentru angrenajele cilindrice cu dantura dreaptă (fig. 3):

$$K_a = 0; \tag{3}$$

$$K_n = K_p \operatorname{tg} \alpha.$$

Pentru angrenaje cilindrice cu dantură elicoidală (fig. 4):

$$K_a = 0; \tag{5}$$

$$K_n = Kp \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \tag{6}$$

Pentru angrenaje cilindrice cu dantură în V:

$$K_a = 0, \tag{7}$$

$$K_n = K_p \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \tag{8}$$

Rulmenţii angrenajelor cilindrice cu dantură dreaptă nu suportă deci, teoretic, decît sarcini radiale, în timp ce un anumit efort axial, determinat prin formula (5), acţionează în sensul axei. La angrenajele cilindrice cu dantură în V, sarcinile axiale care afectează dintele sînt de direcţii opuse şi teoretic se anulează reciproc deoarece de fapt acestă dantură este formată din două elice de înclinare contrară. Totuşi, în practică, inexactităţile de profil şi de distanţă datorită tăierii dinţilor fac să subsiste anumite sarcini axiale.

La angrenajele conice care au axele perpendiculare, ceea ce reprezintă cazul general:

$$K_{a2} = K_{n1} \text{ şi } K_{n2} = K_{a1}.$$

Este suficient deci de calculat forţele care acţionează asupra angrenajului motor pentru a avea de asemenea forţele asupra angrenajului condus.

Pentru angrenajele conice cu dantură dreaptă

$$K_{a1} = K_p \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1, \tag{10}$$

$$K_{a2} = K_p \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \tag{9}$$

Sarcina axială K_a este, în cazul danturii drepte, totdeauna dirijată de la vîrful conului către angrenaj şi forţa normală K_n este totdeauna dirijată către arbore.

Industrie-Anzeiger,

nr. 96, nov 1960

Studiul actual şi dezvoltarea viitoare a utilizării materialelor plastice

În prezent, materialele plastice sînt utilizate în principal pentru fabricarea produselor de consum şi a pieselor tehnice, care funcţionează la solicitări moderate, pentru construcţia aparatelor şi maşinilor casnice, a maşinilor de birou, precum şi în industria constructoare de maşini.

Produsele gata confecţionate trebuie oferite la preţuri atît de competitive, încît după uzarea, degradarea sau scoaterea lor din funcţiune să poată fi pur şi simplu aruncate şi înlocuite cu altele noi. Datorită procedeelor tehnologice de prelucrare, care sînt simple şi ieftine, în cazul producţiei de masă, materialele plastice au corespuns acestei tendinţe generale a economiei moderne.

Previziunile institutului TNO din Den Haag (fig. 1 R, arată utilizarea actuală şi procentul previzibil de creşterea consumului de materiale pl astice.

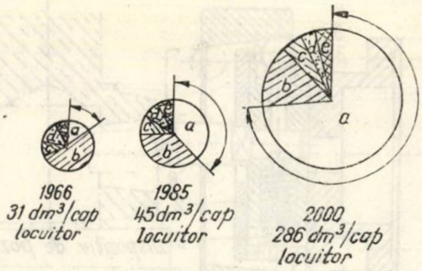


Fig. 1. Materiale de construcţie; *a* — materiale plastice; *b* — cauciuc şi fibre naturale; *c* — cauciuc şi fibre sintetice.

Pe baza acestor previziuni aproximative, în anul 2 000 consumul de materiale plastice va reprezenta aproximativ 70% din consumul tuturor materialelor întrebuinţate.

Această creştere a consumului de materiale plastice va fi provocată în viitor, mai puţin prin înlocuirea altor materiale existente, ci în special prin folosirea lor în noi domenii de utilizare, care vor rezulta din creşterea nivelului de trai al populaţiei. Se prevede o creştere mare a consmului de materiale plastice armate cu fibre de sticlă (GFK), în special în construcţia autovehiculelor, prin utilizarea lor la executarea caroseriei. În domeniul construcţiilor, procedeele mai raţionale de construcţie vor provoca o creştere considerabilă a consumului de materiale plastice folosite, deseori în construcţii mixte, cu alte materiale.

Construcţiile mixte care utilizează materiale plastice şi alte materiale, vor fi folosite în viitor din ce în ce mai mult, deoarece ele asigură condiţiile de utilizare optimă a avantajelor pe care le oferă fiecare dintre materialele componente.

Programul tehnic viitor reclamă elaborarea unor procedee tehnologice şi mai raţionale şi — în mod corespunzător — a unor utilaje de fabricaţie. Ca exemplu, este indicată fabricarea pieselor cu suprafeţe mari şi cu volume mari, din materiale plastice expandate (PU): amestecul reactiv este injectat sub presiune în forme de turnare închise şi expandează în acestea, luînd forma piesei. Structura interioară a acestor piese este celulară şi are o densitate mică, în timp ce suprafaţa pereţilor este netedă şi atinge aproximativ densitatea materialelor neporoase. În stadiul actual se pot fabrica piese turnate sub presiune, din materiale plastice expandate, cu o masă proprie de pînă la 50 kgf. În multe domenii, această tehnologie de fabricaţie se va perfecţiona, cu rezultate revoluţionare.

Pentru proiectantul de maşini se pune în primul rînd problema de a promova utilizarea materialelor plastice prin perfecţionarea unor noi utilaje de fabricaţie a căror funcţionare optimă a fost verificată în practică.

O.M.

TZ für praktische Metallbearbeitung

Instalaţie de inducţie de frecvenţă medie pentru îndoirea ţevilor de înaltă presiune

Heft 7, Juli 1970

Îndoirea ţevilor de înaltă presiune cu diametrul de 100 pînă la 600 mm din oţel sau materiale nemetalice, de exemplu pentru construcţia de cisterne, avea loc pînă acum prin umplerea ţevilor cu nisip şi încălzirea locală cu o flacără de gaz sau petrol şi îndoirea lor manuală. Pentru a îndoi o ţeavă de exemplu cu diametrul de circa 500 mm, după această tehnologie, erau necesare 16...20 ore în atelierul de lăcătuşerie.

De curînd a fost dezvoltată o maşină de îndoit ţevi, cu comandă electronică, pentru funcţionare semiautomată, a cărei parte principală constă dintr-o instalaţie inductivă de încălzire rapidă, de medie frecvenţă, cu o putere la ieşire de 3 × × 300 kW, 2 kHz, care încălzeşte din exterior ţeava de înaltă presiune *1* ce trebuie îndoită, printr-un inductor *2* de o formă specială, aşa cum se poate observa în reprezentarea schematică a maşinii, este reglată cu un braţ rabatabil. Raza de îndoire aleasă concomitent, un contor-numărător controlează cu exactitate, din 10° în 10°, unghiul de îndoire *3*, raza de racordare *4* şi lungimea ţevii.

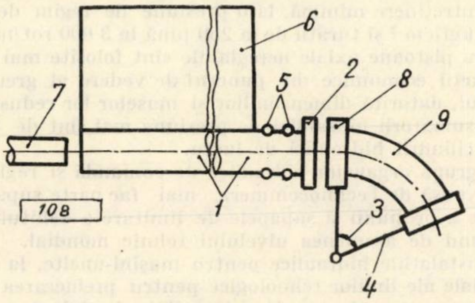


Fig. 1

O instalaţie hidraulică de împingere cu role de ghidaj *5* pentru realizarea unor ţevi îndoite de forme mai complicate completează instalaţia.

Ţevile sînt stivuite într-o magazie de rezervă *6* a maşinii, a cărei capacitate minimă este de 12 ţevi al căror diametru maxim este de 600 mm.

O instalaţie de împins *7*, care lucrează hidraulic, poate să împingă ţeava printre cele două role de ghidaj, ţeava în funcţie de scopul urmărit poate fi prelucrată la lungimi de 5... 12 m. În spatele instalaţiei este dispus un inductor pentru încălzirea ţevii.

După inductor, un cleşte cu comandă hidraulică (8), apucă ţeava pe toată circumferinţa şi o curbează după o rază de racordare a cărei mărime depinde de lungimea pîrghiei.

Fără a mai trebui să se deschidă cleştele, se poate realiza un unghi maxim de înlocuire de 180°.

Coturile ţevilor *9*, la stînga şi la dreapta, din acelaşi plan, pot fi realizate de asemenea fără dificultăţi. Se pot realiza ţevi compuse din coturi la stînga şi la drepta de unghiuri de îndoire diferite — pînă la 180°. De asemenea pot fi îndoite şi porţiuni drepte de ţeavă care sînt compuse în plan.

Cu această instalaţie este aşadar posibilă să se realizeze porţiuni de ţevi compuse, prin aceasta evitîndu-se consumul unei mari cantităţi de cusături sudate; corespunzător se reduce şi numărul de ore muncă în atelierul de lăcătuşerie.

Gh. Ruse

◆

CRONICĂ

Technocommerz — R.D.G. la Tîrgul Internaţional Bucureşti — 1970

Aproape că nu există domeniu industrial, în care să nu se utilizeze într-o formă oarecare pompe, compresoare, grupuri diesel şi motoare diesel, comenzi hidraulice şi pneumatice. Intreprinderile acestor ramuri industriale ale Republicii Democrate Germane sînt nu numai subfurnizori importanţi, ci în bună parte şi producători de agregate finite, ale căror produse sînt exportate în aproape 40 de ţări.

La Tîrgul Internaţional de la Bucureşti, întreprinderea de comerţ exterior Technocommerz GmbH din R. D. G. a prezentat un extras din bogatul său program de producţie şi al întreprinderilor producătoare pe care le reprezintă.

Pompe şi compresoare productive. Pompe centrifuge submersibile cu motor şi pompe de apă murdară se folosesc în special pentru scăderea nivelului pînzei freatice la deschiderea unor exploatări la zi şi a unor cariere din economia construcţiilor. Pe baza construcţiei lor moderne, ambele tipuri de pompe oferă avantaje esenţiale faţă de modelele convenţionale, ca execuţie constructivă simplă şi sigură, posibilitatea de transportare datorită masei minime a execuţiei în monobloc, instalarea uşoară, curbe caracteristice stabile, exploatarea maximă a energiei prin randamente bune.

Pompele centrifuge submersibile cu motor, ale întreprinderii de stat ,,Spezialpumpe'' — Berlin, sînt construite pentru un larg domeniu de producţie, fiind oferite într-o multitudine de mărimi. Pompele pentru apă murdară ale întreprinderii de stat ,,Pumpenfabrik''—Oschersleben sînt construite şi pot fi folosite pentru numeroase medii transportoare. Unul din avantajele lor deosebite este că pot fi puse în funcţiune fără fundaţie.

O altă grupă expusă la Bucureşti a fost constituită de pompele dozatoare pentru refularea de lichide în cantitate constantă sau variabilă, în funcţie de unitatea de timp, cum este pompa dozatoare cu doi cilindri, produsă de întreprinderea ,,Pumpenfabrik'' Salwedel.

Un grup de pompare pentru transportarea mustului de băligar cu recipient de omogenizare, precum şi o pompă pentru must de băligar şi azot — în calitate de pompă cu plonjor (verticală), fabricate de ,,Feuerlöschgerätewerk'' — Jöhstadt, completează acest domeniu al programului exponatelor.

Un vast domeniu de utilizare îl au compresoarele centrifuge, din care un model a fost expus şi la Bucureşti. Ele sînt folosite mai ales în industria chimică pentru acoperirea necesarului de oxigen, dar şi în oţelării, unde procedeul cu insuflare de oxigen s-a impus din ce în ce mi mult. În afară de acest produs al întreprinderii de stat ,,Pumpen-und Gebläsewerk'' — Leipzig, mai este de menţionat instalaţia transportabilă cu compresor de înaltă presiune pentru aer de respirat a întreprinderii de stat ,,Kompressorenwerk'' — Gera.

Valorificarea celor mai moderne cunoştinţe în proiectare, colaborarea dintre combinatul Dieselmotoren und Industrieanlagen ,,Karl Liebknecht''—Magdeburg şi institute ştiinţifice, precum şi controlul exact al materialelor şi calităţii, constituie bazele efectivităţii şi economicităţii produselor celui mai mare producător de motoare diesel din clasa puterilor mijlocii din Europa.

La Bucureşti, specialiştii s-au putut convinge de productivitatea unui grup agricol de 600 kVA cu motor, precum şi de cea a motorului diesel 6 VD de 700 CP.

De asemenea a stîrnit interesul experţilor şi macheta în secţiune a unei pompe de injecţie cu mai multe duze, fabricată de întreprinderea de stat ,,Einspritzgerätewerk'' — Aken.

Hidraulica ORSTA. Technocommerz GmbH a expus la Bucureşti sub această emblemă numeroase produse ale Combinatului de stat ORSTA-Hydraulik, care au dat rezultate bune, unanim recunoscute, la automatizare, raţionalizare şi mecanizare. Piesa centrală a fiecărei instalaţii hidrulice este generatorul de debit cu presiune, prin care se determină principalii parametri ai circuitului hidraulic. Cea mai răspîndită pompă cu debit constant este pompa cu angrenaj, domeniu din care R. D. G. a expus la Bucureşti mai multe modele distinse cu medalii de aur la Tîrgurile de la Leipzig, printre altele : opt pompe cu angrenaj cu compensarea axială a jocului, o pompă cu angrenaj cu mai multe fluxuri, pompe cu angrenaj cu diferite diametre, precum şi două combinaţii de pompe cu angrenaj. La execuţia constructivă a pompelor cu angrenaj s-au luat în consideraţie ciclurile de lucru şi variaţiile de temperatură, adeseori foarte diferite, la maşini agricole şi de construcţie, vehicule rutiere şi fluviale, maşini-unelte şi prelucrătoare, ceea ce se reflectă în largul domeniu admisibil de viscozitate al agentului de lucru şi al temperaturilor mediului ambiant.

Pompele de angrenaj cu flux simplu se asamblează cu ajutorul unor organe de legătură speciale pentru a forma combinaţii cu pînă la trei şi, în cazuri speciale, pînă la patru fluxuri de refulare în execuţie tandem. Pentru acestea se pot completa pompe cu angrenaj de aceeaşi mărime nominală sau de mărimi diverse.

Generatoare de fluxuri cu presiune destinate celor mai diverse aplicaţii în domeniul oleohidraulic sînt pompele cu pistoane radiale, în special pentru fluxuri (debite) mai mari, constante sau variabile. Dintre pompele reglabile, cunoscute pe piaţa mondială, cel mai simplu principiu de construcţie îl are pompa cu pistoane radiale a Combinatului de stat ORSTA-Hydraulik. Ecuaţia ei consecventă, după principiul blocurilor tipizate, permite peste 10 000 diferite posibilităţi de combinaţii, datorită marelui număr de piese adaptabile şi dispozitive de reglaj, care fac parte şi ele din programul de exponate. În felul acesta se poate alege cel mai avantajos generator de flux de presiune pentru aproape toate domeniile şi condiţiile de utilizare.

Avantaje prezintă şi pompele cu pistoane axiale cu momente reduse de inerţie de masă, cu raporturi favorabile de masă-putere şi cu compensare automată a jocului axial.

Dintre consumatorii hidraulici de flux cu presiune fac parte motoarele cu angrenaj, avînd compensarea axială a jocului, derivate din pompele cu angrenaje. Ele asigură o acţionare hidraulică robustă, dînd randament înalt şi necesitînd întreţinere minimă, la o presiune de regim de durată de 160 kgf/cm ^{2} şi turaţii de la 250 pînă la 3 000 rot/min. Motoare cu pistoane axiale nereglabile sînt folosite mai ales la construcţii economice din punctul de vedere al greutăţii şi spaţiului, datorită dimensiunilor şi maselor lor reduse. Printre consumatorii hidraulici de presiune mai sînt de menţionat şi cilindrii hidraulici de lucru.

Din grupa organelor hidraulice de comandă şi reglaj, care va fi expusă de Technocommerz, mai fac parte supapele de limitare a presiunii şi supapele de limitare a debitului, care corespund de asemenea nivelului tehnic mondial.

La instalaţiile hidraulice pentru maşini-unelte, la maşinile speciale ale liniilor tehnologice pentru prelucrarea aşchietoare, în construcţia navală şi la utilaje de ridicat, ventilele de trecere stabilesc legăturile necesare cu conductele de presiune pentru prinderea şi mişcarea sculelor, pentru ridicarea şi coborîrea sarcinilor şi pentru comanda unor motoare hidraulice. Execuţia raţională a ventilelor de trecere din elemente de blocuri standardizate oferă beneficiarului multe avantaje: înalt grad de standardizare, montare uşoară şi rapidă, alcătuirea rapidă a oricăror combinaţii, amenajare clară, instalarea cu economicitate a ţevilor, remedierea rapidă a deranjamentelor, refolosirea integrală la reechipare şi interschimbabilitatea dispozitivelor şi subansamblelor. Din programul exponatelor din această grupă mai fac parte şi baterii de ventile cu trecere şi combinaţii ale acestor ventile, blocuri de ventile, ventile de reţinere simple şi duble, ventile de laminare şi limitare a debitului şi furtunuri de cuplare, ca accesorii.

C.A.

Revista Revistelor

Stanki i instrument

nr. 5, 1970

* * * Utilizarea mai deplină şi mai eficientă a rezervelor de producţie.

Svinkin, M. R. — Instalarea maşinilor-unelte de precizie pe planşeuri.

Faingauz, V. M. — Studiul rigidităţii suporţilor cu pană pentru ancorarea maşinilor-unelte.

Koliskor, A. S., Salamandra, B. L. şi *Celidze, G. D.* — Compensarea erorilor de prelucrare pe maşini-unelte cu ciclu automat.

Ratmirov, V. A. şi *Roşkovici, P. M.* — Precizia de compensare a deplasărilor prin transmisie pas cu pas a subansamblurilor maşinilor-unelte cu comandă program.

Meistel, A. M. şi *Ghelman, F. N.* — Comanda accelerării transmisiilor asincrone ale maşinilor-unelte.

Avrutin, Iu. D. şi *Koniuhovskii, V. S.* — Calculul transmisiei frontale cu fricţiune a pieselor montate pe lagăre imobile.

Natapov, L. M. şi *Jucikov, E. I.* — Maşină pentru înălţimea fără centre a bucşelor.

Litvin, F. L. şi *Varsimoşvihi, R. S.* — Danturarea roţilor conice necirculare prin metoda rodării intermitente.

Zilbergleit, V. L. — Prelucrarea canelurilor în orificiile pieselor călite.

Belov, A. D. ş. a. — Prelucrabilitatea oţelului inoxidabil turnat aliat cu sulf, seleniu, telur şi bismut.

Kiselev, N. F. şi *Iaţuk, N. V.* — Influenţa vitezei de aşchiere asupra mărimii avansului de încovoiere la frezarea frontală a fontei.

Savilov, A. D. — Dispozitiv pentru îndepărtarea şpanului la strunjirea de finisare.

Matveev, V. V. — Determinarea forţei axiale la filetarea cu tarozi.

Makriţkii, G. F. şi *Bolotov, B. E.* — Determinarea rezistenţei la uzură a pieselor prin metoda bazelor artificiale.

Moşlennikov, F. P. şi *Samoilov, S. I.* — Temperatura în zona de aşchiere finisarea dinţilor cu freze-melc.

Bass, I. A., Laşnev, S. I., şi *Siniţîn, B. I.* — Profilarea frezelor-melc pentru prelucrarea roţilor dinţate cu crestătură la piciorul dintelui.

Maksakova, E. N. — Calculul abaterii pasului frezelor-melc conice.

Sergheev, L. V., Şişkin, P. P. şi *Potoţkii, G. A.* — Influenţa rigidităţii îmbinării plăcuţă de aliaj dur — suport asupra durabilităţii cuţitelor.

Laţişev, V. N. — Interacţiunea lichidului de ungere-răcire cu suprafeţele în contact ale cuţitului şi şpanului.

Saintin, G. I. ş. a. Discuri pentru rectificarea aliajelor de titan.

Redko, S. G. şi *Korolev, A. V.* — Distribuţia granulelor abrazive pe suprafaţa de lucru a discului de ratificat.

Draciuk, A. V. — Dinamometru pentru determinarea forţei de aşchiere la broşarea orificiilor cu caneluri elicoidale.

Deduşenko, N. I. — Calităţile aşchietoare ale tarozilor de aliaj dur la filetarea oţelului 1 H 18 N 9 T.

Kamelin, A. I. — Broşarea orificiilor profilate în materiale greu-prelucrabile.

Goloborodko, Iu. I. — Suport special pentru strung.

× × × Noi maşini-unelte

Marahovskii, V. S. — Culegere de standarde ,,Sistem unitar de documentaţie pentru construcţii''.

REVISTA DE CHIMIE ANALITICĂ

Supliment al Revistei de Chimie

Începînd din ianuarie 1971, va apare trimestrial „Revista de chimie analitică”, ca supliment al Revistei de chimie. Ținînd seamă de numărul mare de chimiști analiști care activează în cele mai diverse sectoare de activitate productivă și de cercetare, această nouă publicație își propune să devină un instrument de antrenare și stimulare a cercetării proprii fundamentale aplicative în domeniul chimiei analitice.

În coloanele revistei se vor publica lucrări originale, metode noi de separare, identificare și determinare, construcții de aparate, procedee noi de analiză rapidă continuă și automată, articole de sinteză bazate pe literatura la zi, informații, recenzii, indicații bibliografice, reclame.

Materialele care urmează a fi publicate vor fi trimise pe adresa redacției :

CENTRUL DE DOCUMENTARE AL INDUSTRIEI CHIMICE ȘI PETROLIERE

Bd.N.Bălcescu nr. 16, sectorul I, București, cu mențiunea „pentru Revista de chimie analitică”

Costul unui abonament anual pentru instituții este de 100 lei și se poate depune în contul virament nr. 640 301 14, BNRSR, Filiala sectorului I București, sau la sediul redacției.

TEMATICA REVISTEI DE CHIMIE ANALITICĂ

Unul dintre domeniile de strictă specialitate, care s-a dezvoltat foarte mult în ultimii ani o dată cu dezvoltarea industriei în general și în special a industriei chimice, este chimia analitică.

Tematica Revistei de chimie analitică urmărește să cuprindă probleme care interesează cercetarea, producția, controlul fabricației, calitatea produselor, protecția muncii, informarea și perfecționarea cadrelor.

1. Probleme de cercetare fundamentală și aplicativă.

Lucrări care se referă la cunoașterea și dezvoltarea bazei teoretice a fenomenelor și tehnicilor de bază, metode moderne care pot îmbunătăți sau înlocui actualele metode aplicate în controlul tehnologic pentru cunoașterea și controlul proceselor ce se petrec în diferite faze catalitice de prelucrare a hidrocarburilor lichide și gazoase, de prelucrare a minereurilor, sau de finisare a produselor, mecanisme ale unor procese de sinteză organică de bază sau sinteză fină, cercetări de analiză spectrală, electrochimie, metode magnetice, de raze X, metode de separare, de interpretare statistică etc.

2. Lucrări de sinteză bazate pe studiul literaturii de specialitate, atît în domeniul teoretic, cît și în cel aplicativ.

3. Informații și anunțuri referitoare la manifestări din domeniul chimiei analitice interne și internaționale.

4. Recenzii de cărți și articole de specialitate, informații bibliografice.

5. Reclame privind reactivi, tehnică de lucru, aparatură de laborator.

Revista se adresează specialiștilor în chimie analitică, cu activitate aproape în toate domeniile științelor tehnice, avînd același obiectiv și cîmp de activitate, metode moderne de analize chimice și fizico-chimice.

Abonați-vă

la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

AUTOMATICA și ELECTRONICA

ELECTROTEHNICA

Costul unui abonament:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

individual 70 lei, pentru întreprinderi 150 lei (12 apariții anual)

ELECTROTEHNICA

individual 30 lei, pentru întreprinderi 100 lei (12 apariții anual)

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

individual 30 lei, pentru întreprinderi 100 lei (6 apariții anual)

Abonamentele se pot face zilnic la casieria redacției din str. Măndinești nr. 3, București, sectorul IV — sau prin mandat poștal pe adresa: Oficiul de documentare și publicații tehnice al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini, București, str. Măndinești nr. 3, sectorul IV, în contul de virament nr. 30.06.03.00 BNRSR—filiala sector I.

INFORMAȚII SUPLIMENTARE SE OBȚIN LA TELEFON 13.90.87

Exportator
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COMERȚUL EXTERIOR

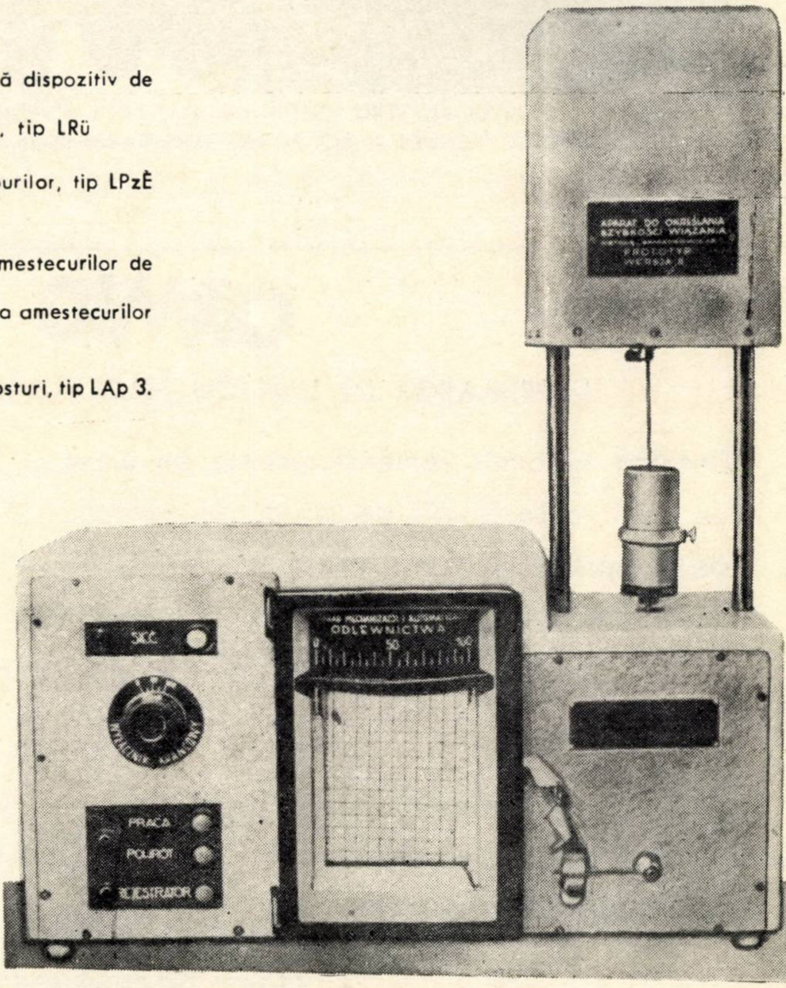
centrozap

Katowice Ligonia 7 — R.P.Polonă
Cutia poștală : 825
Telefon : 513 401
Telex : 31—416
Telegrame : CENTROZAP KATOWICE

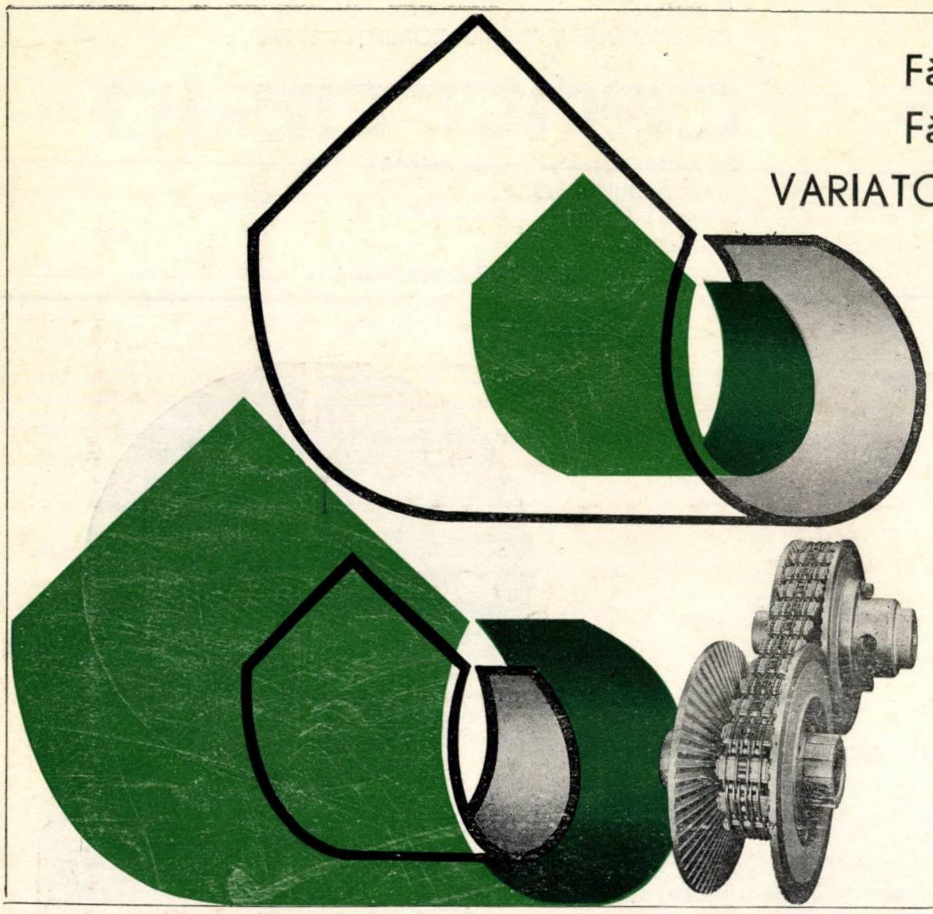
Vă oferim

următoarea gamă de aparate de laborator pentru controlul amestecurilor de turnare:

- Presă tip Lü
- Aparat pentru încercări de permeabilitate fără dispozitiv de înregistrare, tip LPIR
- Aparat universal pentru încercări de rezistență, tip LRü
- Aparat pentru spălarea nisipului, tip LSz
- Aparat pentru analiza granulometrică a nisipurilor, tip LPzÈ
- Aparat pentru măsurarea durității, tip LTw
- Aparat pentru controlul umidității, tip LW
- Aparat pentru încercări de friabilitate a amestecurilor de turnare, tip LS
- Aparat pentru probe de rezistență la flexiune a amestecurilor de turnare în stare umedă, tip LRg
- Malaxor de laborator, tip LM
- Etuvă de laborator cu radiații infraroșii cu trei posturi, tip LAp 3.
- Sondă pentru preluarea epruvetelor, tip LZ



Fabricant : Instytut Odlewnictwa
Zaklad Doświadczalny
KRAKOW — R.P.Polonă



Fără trepte,
Fără probleme:
VARIATORUL FMB FLENDER

Cu ajutorul variatorului FMB puteți regla complet automat, puteți regla corespunzător condițiilor de funcționare electric, pneumatic sau hidraulic. El este livrat cu o serie de planșeuri cu dușumea oarbă sau cu carcasă, pentru a fi montat în poziție verticală sau orizontală, cu poziția corespunzătoare a arborelui antrenat. Fie că este vorba de construcție, fie de incorporare într-o secție, vă rugăm să prevedeți în planificarea dvs. consultarea noastră. Informați-vă prin imprimatele noastre. Mai bine, chemați-ne. În două ore putem fi la dvs. Atît este de vastă rețeaua noastră de posturi pentru străinătate.

Puneți-vă în legătură cu FLENDER !

POSTUL NOSTRU PENTRU CONSULTAȚII, PENTRU EUROPA DE RĂSĂRIT
A. FRIEDR. FLENDER & CO. ROSEGGERSTRASSE 15.25.00 BADEN BEI WIEN. TEL 4373

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECȚIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese și imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu : piese de confecționat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).

Economie apreciabilă de timp și personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fișele de însoțire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREȚI DOCUMENTAȚIILE GRATUITE LA 201 Ro

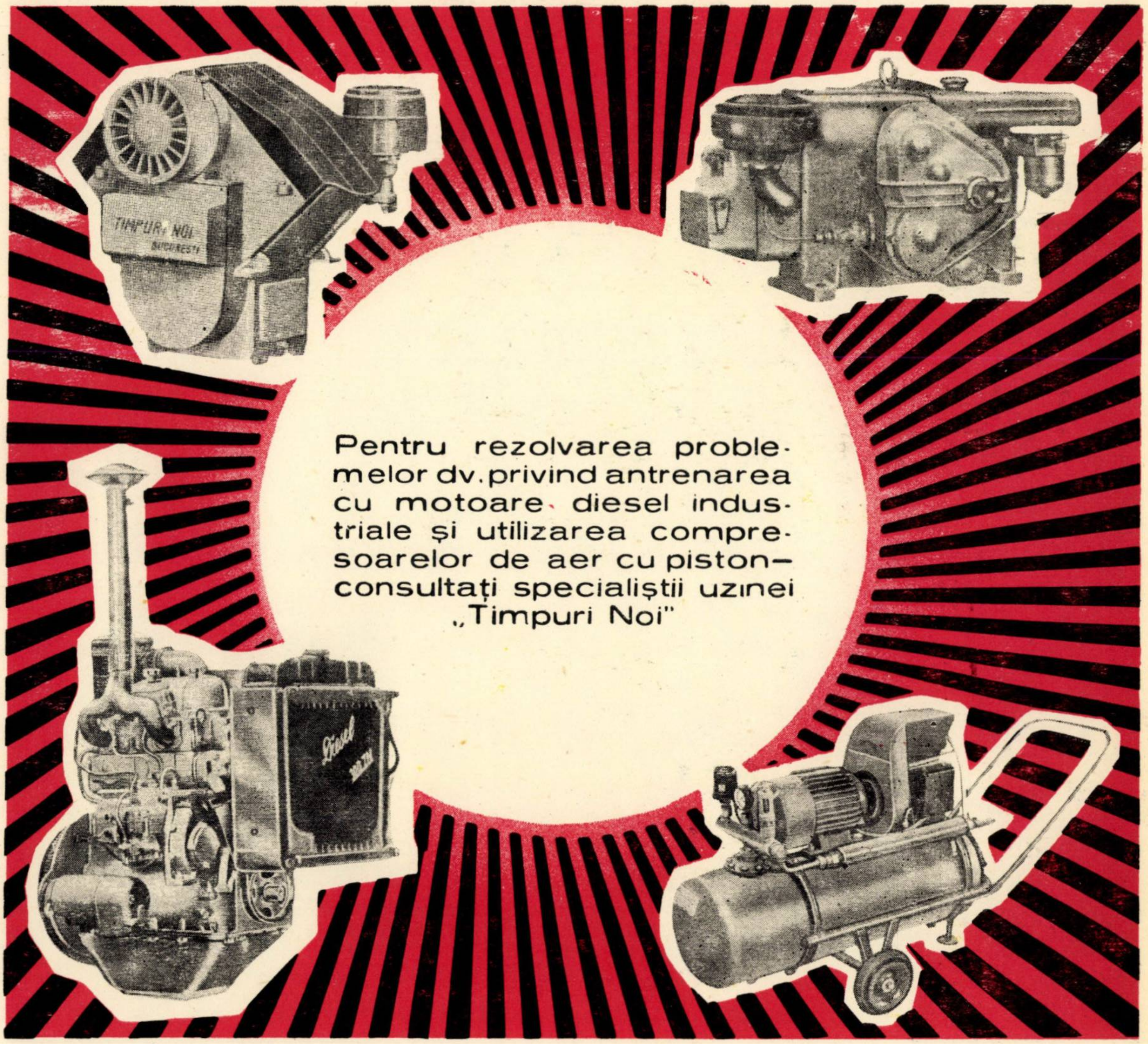
ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 84-92

1971 MÁR 24

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCUREȘTI



Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston– consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 – 35 KGF/CM^2 PENTRU

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 1 035 t/h şi presiuni între 8 şi 195 kgf/cm^2, pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unităţi de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm^2.

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
Bucureşti
tel. 31.51.02

E 3279

[illegible] ALYA

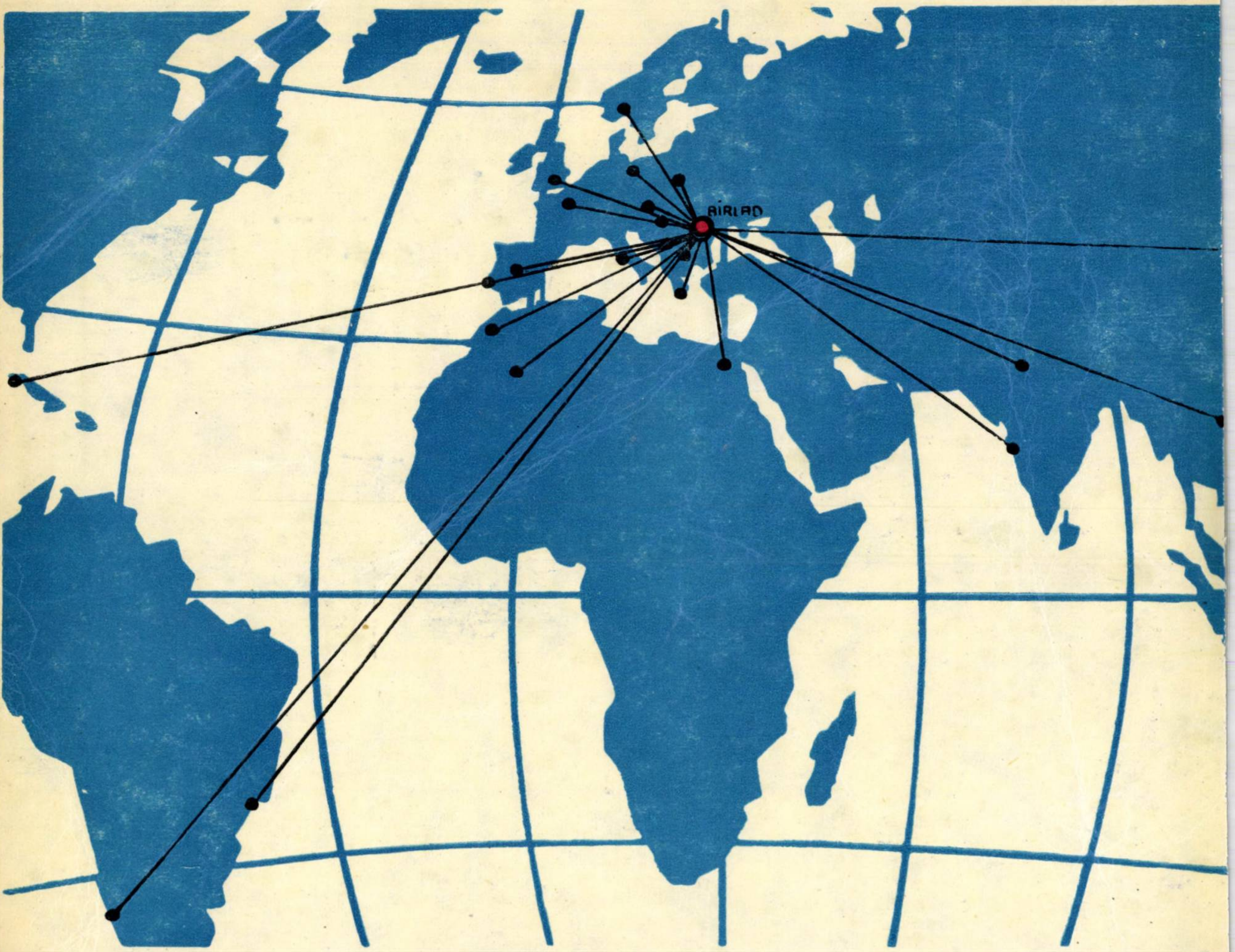
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

04

2

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIII • Nr. 2 • FEBRUARIE 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc .

FRB
MADE IN RUMANIA

E 3279	1971. 2m
Kölcsönzőjegy száma	Kölcsönzési határidő
14979/2	11. 4 ig

E 3279

Coast. de Rosi
1971, 2, 6

ORSZÁGOS [illegible] KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIII, FEBRUARIE, Nr. 2, 1971

CUPRINS

Cîrdu, M.:	**Particularitățile turbinelor cu abur de mare putere destinate centralelor nuclearo-electrice (CNE).**	65
Cosoroabă, V.:	**Studiul experimental al coeficientului de debit al supapelor compresoarelor. O nouă relație de calcul.**	72
Doboșan, V. și Ungar, R.:	**Semiautomatizarea deplasării pas cu pas a unei operații de sudare prin puncte.**	77
Dumitrescu, D.	**Contribuții la calculul și construcția tampoanelor și a inelelor pneumatice.**	80
Horovitz, B. și Kovacs, F.:	**Contribuție la teoria și calculul angrenajelor cilindrice din oțel.**	83
Minciu, C.:	**Măsurarea preciziei dinamice a lanțului cinematic de rulare cu ajutorul traductorilor seismici pentru vibrații torsionale.**	89
Peretz, D. și Ghibu, C.:	**Instalație și metodică experimentală pentru studiul detonației în motoare cu aprindere prin scînteie și în motoare antrenate.**	95
Popescu, I.:	**Contribuții la stabilirea formelor așchiilor rezultate la strunjirea aliajelor de aluminiu.**	99
Tănăsescu, I., Popescu, S. și Boian, I.:	**Stabilirea lotului optim de piese executate în întreprinderi specializate, cu producție de serie.**	103
Todea, Gh. și Calea, Gh.:	**Contribuții privind executarea suprafețelor sferice prin strunjire.**	106
Vonica, C.	**Panou hidraulic cu acționare combinată în construcția mașinii cu comanda secvențială, model MSSF-12.**	109
DOCUMENTARE		116
RECENZIE		124
REVISTA REVISTELOR		124

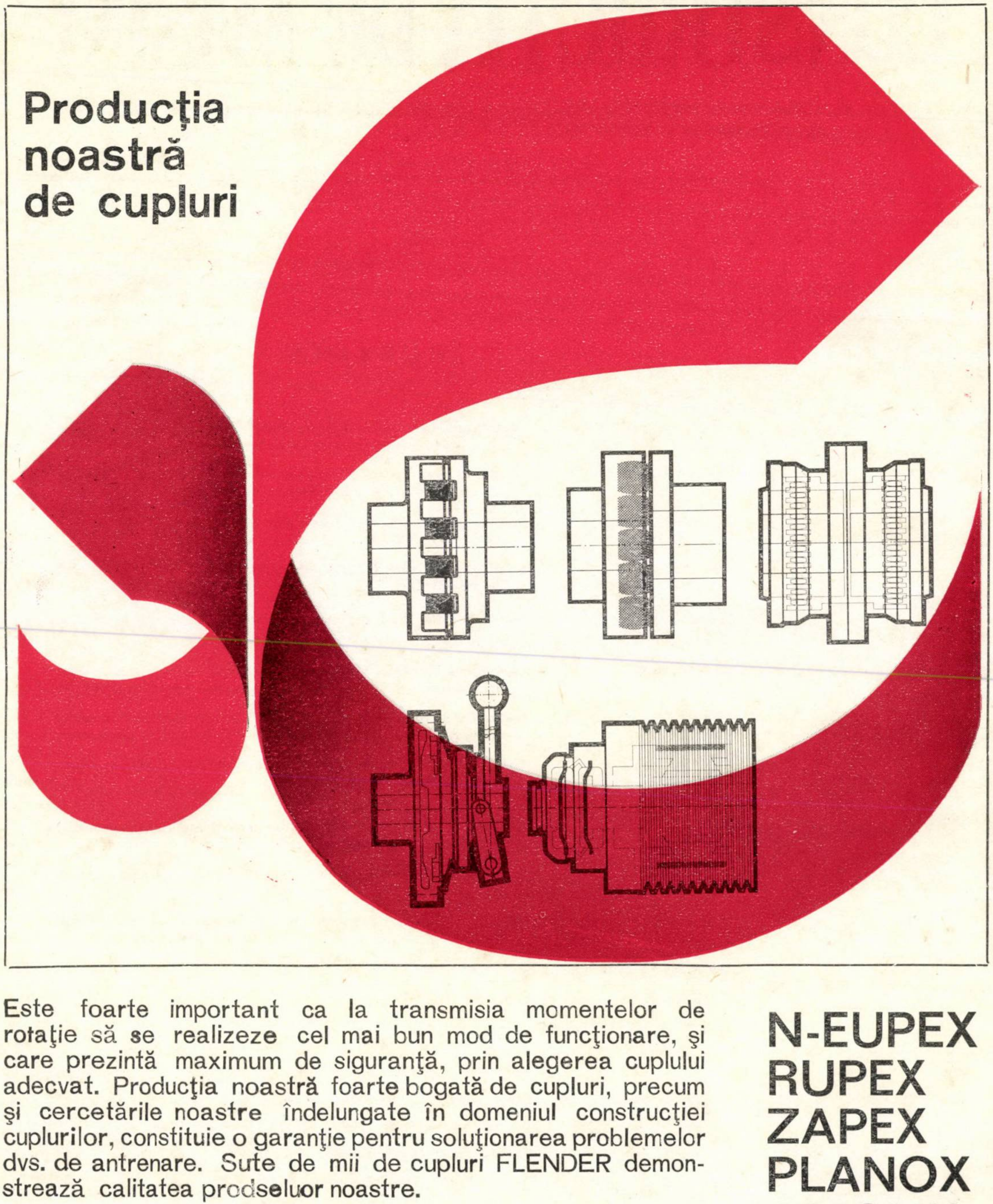
COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. Soare

Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.

Redactor: Elena Ștefănescu

Producţia noastră de cupluri



Este foarte important ca la transmisia momentelor de rotaţie să se realizeze cel mai bun mod de funcţionare, şi care prezintă maximum de siguranţă, prin alegerea cuplului adecvat. Producţia noastră foarte bogată de cupluri, precum şi cercetările noastre îndelungate în domeniul construcţiei cuplurilor, constituie o garanţie pentru soluţionarea problemelor dvs. de antrenare. Sute de mii de cupluri FLENDER demonstrează calitatea prodseluor noastre.

Puneţi-vă în legătură cu FLENDER!

N-EUPEX
RUPEX
ZAPEX
PLANOX
AMOLIX

Informaţii pentru Europa de est:
A. FRIEDR. FLENDER & CO., 2500 BADEN BEI WIEN, ROSEGGERSTR. 15, TELEFON 4373
PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOK. KÖZPONT
1883

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.165 : 621.31.25 : 621.39

Кырду, М.: **Особенности паровых турбин высокой мощности, предназначенных для ядерно-электрических станций.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 65–72

ДК 621.51.042 :532.57

Косороабэ, В.: **Экспериментальное исследование коэффициента производительности компрессорных вентилей. Новое соотношение расчета.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 72–76

ДК 621.791.763.1 : 621.52

Добошан, В. и *Унгар, Р.:* **Полуавтоматизация перемещения шаг за шагом при операции точеной сварки.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 77–79

ДК 531.71.082.32 : 681.2

Думитреску, Д.: **Расчет и конструкция буферов и пневматических колец.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 80–83

ДК 621.833.1 : 669.14

Хоровиц, Б. и *Ковач, Ф.:* **К теории и расчету стальных цилиндрических передач.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 83–89

ДК 62–231.3 : 621.855 : 534.1.08

Минчю, К.: **Измерение динамической точности кинематической цепи качения при помощи сейсмических ловушек для скручивающих колебаний.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 89–95

ДК 621.43.043

Перец, Д. и *Гибу, К.:* **Установка и экспериментальная методика для исследования детонаций в двигателях с искровым сжиганием и в приводных двигателях.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 95–99

ДК 621.941 : 669.715

Попеску, И.: **К вопросу установления формы стружек, получаемых при обточке алюминиевых сплавов.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 99–103

ДК 621.81 : 658.5

Тэнэсэску, И., Попеску, С. и *Боян, И.:* **Установление оптимальной партии деталей, изготовляемых на специализированных предприятиях, массового производства.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 103–106

ДК 621.941–436

Тодя, Г. и *Каля, Г.:* **Обработка сферических поверхностей путем обточки.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 106–108

ДК 621–522 : 621–82

Воника, К.: **Гидравлическая панель комбинированного управления в конструкции машины с последовательным управлением, модель MSSF-12**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 2, стр. 109–116

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.165 : 621.31.25 : 621.039

Cirdu, M. : **Eigenheiten der leistungsstarken Dampfturbinen für Atomkraftwerke (CNE)**

Construcţia de Maşini 23 (1971) H. 2, S. 65–72

DK 621.51.042 : 532.57

Cosoroabă, V. : **Experimentaluntersuchung des Durchflusskoeffizienten der Verdichterventile. Eine neue Berechnungsrelation**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 72–76

DK 621.791.763.1 : 621.52

Doboşan, V. und *Ungar, R.* : **Halbautomatischerschrittweiser Vorschub bei einer Punktschweissoperation**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 77–79

DK 531.71.082.32 : 681.2

Dumitrescu, D. : **Beitrag zur Berechnung und Fertigung pneumatischer Puffer und Ringe**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 80–83

DK 621.833.1 : 669.14

Horovitz, B. und *Kovacs, F.* : **Beiträge zur Theorie und Berechnung der Stirnradgetriebe aus Stahl**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 83–89

DK 62–231.3 : 621.855 :534.1.08

Minciu, C. : **Messung der dynamischen Präzision der kinematischen Rollkette mit Hilfe seismischer Fühler für torsionale Schwingungen**

Construcţia de Maşini 23 (1971) H 2, S. 89–95

DK 621.43.043

Peretz, D. und *Ghibu, C.* : **Experimentelle Anlage und Methodik zur Untersuchung des Explosionsvorgangs in Ottomotoren**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 95–99

DK 621.941 :669.715

Popescu, I. : **Beiträge zur Festlegung der Spannformen beim Abdrehen der Aluminiumlegierungen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 99–103

DK 621.81 : 658.5

Tănăsescu, I., Popescu, S. und *Boian, I.* : **Festsetzung der optimalen Werkstückmenge in spezialisierten Betrieben mit Serienfertigung**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 103–106

DK 621.941–436

Todea, Gh. und *Calea, Gh.* : **Beiträge zur Herstellung kugelförmiger Oberflächen durch Abdrehen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 106–108

DK 621–522 :621–82

Vanica, C. : **Hydraulische Tafel mit kombinierter Antriebsweise beim Bau von Maschinen mit sekventioneller Schaltung, Modell MSSF-12**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 2, S. 109–116

CONTENTS

DC 621.165 : 621.31.25 : 621.039

Cîrdu, M. : **High power steam-turbines designed for Atomic Power Stations (CNE).**

Constructia de Maşini 23 (1971), No 2, p. 65–72

DC 621.51.042 : 532.57

Cosoroabă, V. : **Experimental study of the discharge coefficient of compressor valves. A new calculus relation.**

Constructia de Maşini 23 (1971), No 2, p. 72–76

DC 621.791-763.1 : 621–52

Doboşan, V. and *Ungar, R.* : **Semi-automation of longitudinal displacement in multiple-point welding.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 77–79

DC 531.71.082.32 : 681.2

Dumitrescu, D. : **Contribution to the calculation and building of pneumatic cushions and rings.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no p .80–83

DC 621.833.1 : 669.14

Horovitz, B. and *Kovacs, F.* : **Contributions to the theory and calculus of steel cylindrical gearing.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 83–89

DC 62–231.3 : 621.855 : 534.1.08

Minciu, C. : **Dynamic precision measurement of linkage by means of seismic devices in torsional vibrations.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 89–95

DC 621.43.043

Peretz, D. and *Ghibu, C.* : **Installation and experimental method for the study of detonation in spark ignition engines and driven engines.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 95–99

DC 621.941 : 669.715

Popescu, I. : **Contribution to the determination of the shape of chips coming out in turning out aluminium alloys.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 99–193

DC 621.81 : 658.5

Tănăsescu, I., *Popescu, S.* and *Boian, I.* : **Determination of optimum lot of pieces that should be turned out in specialized serial production enterprises.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 103–106

DC 621.941–436

Todea, Gh. and *Calea, Gh.* : **Contribution to the study of spherical turning operations.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 106–108

DC 621–522 : 621–82

Vonica, C. : **Combined action hydraulic panel used in the building of the sequential-control machine MSSF-12.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 2, p. 109–116

SOMMAIRE

CD 621.165 : 621.31.25 : 621.039

Cîrdu, M. : **Les particularités des turbines à vapeur de grande puissance pour centrales nucléaires-électriques (CNE).**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 65–72

CD 621.51.042 : 532.57

Cosoroabă, V. : **Etude expérimentale sur le coefficient de débit des soupapes des compresseurs. Une nouvelle relation mathématique.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 72–76

CD 621.791.763.1 : 621–52

Doboşan, V. et *Ungar, R.* : **La semi-automatisation des déplacements pas à pas dans une opération de soudage par points.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 77–79

CD 531.71.082.32 : 681.2

Dumitrescu, D. : **Contributions au calcul et à la construction des tampons et des anneaux pneumatiques.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 80–83

CD 621.833.1 : 669.14

Horovitz, B. et *Kovacs, F.* : **Contributions à la théorie et au calcul des engrenages cylindriques en acier.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 83–89

CD 62–231.3 : 621.855 : 534.1.08

Minciu, C. : **La mesure de la précision dynamique de la chaine cinétique de roulage à l'aide des capteurs séismiques pour vibrations torsionnelles.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 89–95

CD 621.43.043

Peretz, D. et *Ghibu, C.* : **Installation et méthode expérimentales pour l'étude de la détonation dans les moteurs à allumage par étincelle et dans les moteurs entraînés.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 95–99

CD 621.941 : 669.715

Popescu, I. : **Contributions à l'établissement des formes des copeaux lors du chariotage des alliages d'aluminium.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 99–103

CD 621.81 : 658.5

Tănăsescu, I., *Popescu, S.* et *Boian, I.* : **L'établissement du meilleur lot des pièces exécutées dans les entreprises spécialisées, à production en série.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2 p. 103–106

CD 621.941–436

Todea, Gh. et *Calea, Gh.* : **Contributions à l'exécution des surfaces sphériques par chariotage.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 106–108

CD 621–522 : 621–82

Vonica, C. : **Panneau hydraulique à commande combinée dans la construction de la machine à commande séquentielle, modèle MSSF-12.**

Constructia de Maşini 23 (1971), nr. 2, p. 109–116

CZ 621. 165 : 621 311. 25. 621. 039

Particularităţile turbinelor cu abur de mare putere destinate centralelor nuclearo-electrice

Ing. Mircea CĂRDU — Institutul de cercetare şi proiectare echipamente termoenergetice — Bucureşti

În cele ce urmează ne vom referi la turbinele cu abur de mare putere, pentru acele CNE la care, din filiera adoptată pentru partea de producere a căldurii din energie nucleară (reactor), rezultă abur saturat neradioactiv. În această categorie intră şi centralele echipate cu reactoare cu uraniu natural şi moderator apă grea, care constituie soluţia preconizată pentru condiţiile tehnico-economice actuale din ţara noastră.

Parametrii aburului proaspăt la CNE de acest tip sînt foarte scăzuţi în raport cu cei care caracterizează instalaţiile energetice din centralele termoelectrice care utilizează combustibil clasic. Astfel, în timp ce la acestea din urmă, pentru unităţile de mare putere, în cazurile obişnuite se utilizează abur cu presiune din domeniul 130—250 ata, iar temperatura 535—580°C, la CNE, care utilizează abur saturat, presiunea acestuia are valori între 25 şi 70 ata.

Din aceasta rezultă următoarele două particularităţi fundamentale ale turbinelor cu abur analizate :

— debite volumetrice de abur foarte mari ;

— funcţionarea unui număr mare de trepte în domeniul aburului cu umiditate ridicată.

Funcţionarea cu debite de abur mari

În figura 1 sînt reprezentate în diagrama $i-S$ procesele termice într-o turbină clasică prevăzută cu supraîncălzire intermediară (coloanele 1 şi 2) şi într-o turbină destinată CNE, alimentată cu abur saturat şi prevăzută cu sistem exterior de separare a umidităţii şi supraîncălzire intermediară a aburului (coloanele 3 şi 4).

Din compararea celor două procese termice rezultă clar că la turbina clasică se dispune de o cădere termică totală mult mai mare decît la turbina pentru CNE (în continuare vom utiliza termenul simplificat ,,turbină CNE'') şi, în consecinţă, pentru obţinerea aceleiaşi puteri, debitele de abur necesare în cele două cazuri diferă în mod corespunzător. Pe de altă parte, se observă că destinderea în partea de înaltă presiune (IP) a turbinei CNE se face într-un domeniu de volume specifice ale aburului mai mari decît destinderea în partea de IP a turbinei clasice, ceea ce determină o diferenţă a debitelor volumetrice de abur, în cele două cazuri, mai mare decît diferenţa respectivă exprimată în mărimi gravimetrice.

În tabela 1 se dau, comparativ, parametrii şi debitele de abur la intrare, pentru turbinele clasice şi CNE în cazul a două paliere de puteri.

În general se constată că la turbinele CNE alimentate cu abur saturat, consumul specific (gravimetric) de abur este cu 60—70% mai mare decît cel al turbinelor clasice de puteri similare şi cu parametri ai aburului uzuali.

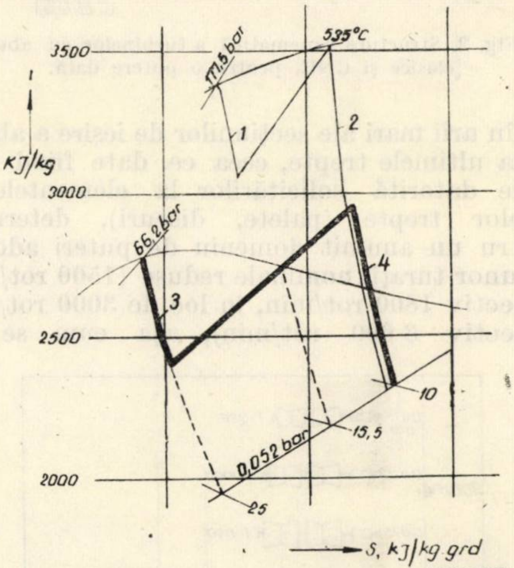


Fig. 1. Procesele termice în diagrama i — S, pentru o turbină cu abur clasică şi o turbină destinată CNE.

Tabela 1

Parametrii şi debitele de abur la intrare pentru turbine clasice şi CNE

Tipul turbinei			clasic		pentru CNE	
Puterea turbinei		[MW]	330	600	325	656
Parametrii aburului la intrare	presiunea	[ata]	186	186	41,2	41,2
	temperatura	[°C]	535	535	saturat	saturat
Presiunea în condensator		[ata]	0,036	0,033	0,035	0,035
Debitul de abur la intrare		[t/h]	980	1827	1671	3355

Acest lucru imprimă un caracter deosebit construcţiei turbinelor CNE, în sensul că sînt prevăzute cu secţiuni de curgere a aburului foarte mari, lucru care, pentru partea de joasă presiune (JP), se traduce într-un număr mare de eşapări la condensator (respectiv de corpuri), sau în arii mari ale secţiunilor de ieşire a aburului la ultimele trepte, ceea ce, date fiind limitările datorită solicitărilor la elementele ultimelor trepte (palete, discuri), determină pentru un anumit domeniu de puteri adoptarea unor turaţii nominale reduse (1500 rot/min, respectiv 1800 rot/min, în loc de 3000 rot/min, respectiv 3 600 rot/min), aşa cum se va vedea în continuare. Totodată, din căderea termică relativ redusă, rezultă pentru turbinele CNE un număr de trepte de destindere mai mic decît la turbinele clasice, ceea ce determină, în majoritatea cazurilor, o structură care conţine un singur corp de IP (de multe ori organizat în dublu flux) şi corpuri de JP (aproape în toate cazurile în dublu flux), în număr corespunzător cu debitul de abur evacuat la condensator. Astfel, la o putere de circa 350 MW structura turbinelor cu abur în varianta clasică şi CNE este cea reprezentată în figura 2, de unde se observă că turbina clasică (a) se compune dintr-un corp de IP, un corp de MP (medie presiune), ambele cu simplu flux de curgere a aburului şi două corpuri de JP în dublu flux, iar turbina CNE (b) se compune dintr-un corp de IP cu dublu flux şi patru corpuri de JP cu dublu flux.

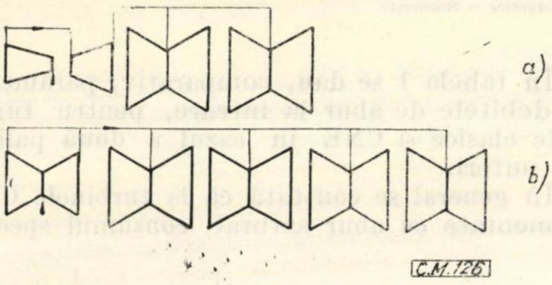


Fig. 2. Structura schematică a turbinelor cu abur clasice şi CNE, pentru o putere dată.

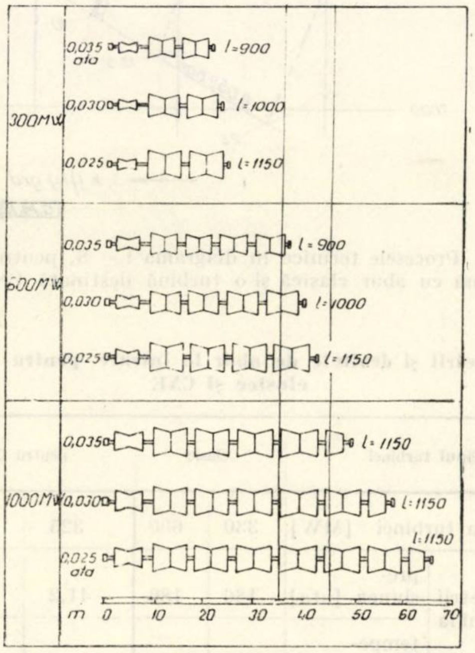


Fig. 3. Lungimea turbinelor pentru CNE (abur saturat ; 3 000 rot/min), pentru diverse puteri şi valori ale vidului în condensator.

Este de menţionat că situaţia ilustrată în figura 2 se referă la turaţia de 3 000 rot/min pentru ambele turbine şi la o anumită valoare a vidului în condensator şi a lungimii paletei ultimei trepte (765 mm). Pentru alte condiţii de vid în condensator şi lungime pentru ultima paletă, pot fi adoptate şi alte soluţii de organizare a turbinelor CNE, aşa cum se poate vedea în figura 3.

Din această figură [8] rezultă lungimile turbinelor pentru CNE (abur saturat: 3 000 rot/min), pentru diverse puteri şi valori ale vidului în condensator, în funcţie de care s-a admis ca parametru variabil şi lungimea l a paletelor la ultima treaptă. Din punctul de vedere al lungimilor turbinelor, se disting următoarele trei zone:

— lungimi pînă la 35 m, pentru care nu apar probleme deosebite de dilatări termice;

— lungimi între 35 şi 45 m, domeniu în care este necesară prevederea unor jocuri axiale mari între rotor şi stator, din cauza dilatărilor termice relative mari la pornire şi variaţii de sarcină. Acest lucru duce la o scădere a randamentului intern al turbinei;

— lungimi peste 45 m, unde valorile jocurilor axiale care ar trebui adoptate ar fi foarte mari, cu efect de scădere a randamentului intern sub valori admisibile.

Construirea unor turbine cu astfel de lungimi nu mai este deci rentabilă.

Soluţia care se impune din ce în ce mai mult pentru turbinele de mare putere CNE este aceea a maşinilor cu turaţia redusă (1500 rot/min, pentru reţelele electrice cu 50 Hz, şi 1800 rot/min, pentru cele cu 60 Hz).

Se consideră că lungimea de 1150 mm constituie o valoare limită pentru paletele ultimelor trepte la turbinele cu 3 000 rot/min.

Prin reducerea turaţiei se pot admite lungimi mai mari ale paletelor ultimelor trepte şi se vor obţine, în consecinţă, secţiuni de eşapare a aburului la condensator mărite şi o reducere a numărului de corpuri de JP, aşa după cum se va arăta în continuare.

În acest fel, limitele tehnice ale turbinelor cu abur pentru CNE cu turaţii de 3 000 rot/min, respectiv 1500 rot/min, în funcţie de puteri, lungimi de palete şi vidul în condensator corespunzător unei anumite temperaturi a apei de răcire, sînt cele deduse din figura 4 [2].

Turbinele cu un număr de eşapări mai mare decît 8 se consideră de nerecomandat, aşa după cum rezultă şi din figura 3, şi acest lucru se traduce în faptul că turbinele pentru CNE cu puteri pînă la 300—400 MW se construiesc la turaţia de 3 000 rot/min, iar pentru puterile mai mari de 500—700 MW se adoptă turaţia de 1500 rot/min. Acest lucru se poate considera obligatoriu pentru temperaturi ale apei de răcire la condensator de 10—15 °C, care sînt valori caracteristice pentru majoritatea CNE, unde în general se întîlneşte sistemul de răcire în circuit deschis, datorită necesarului de cantităţi foarte mari de apă.

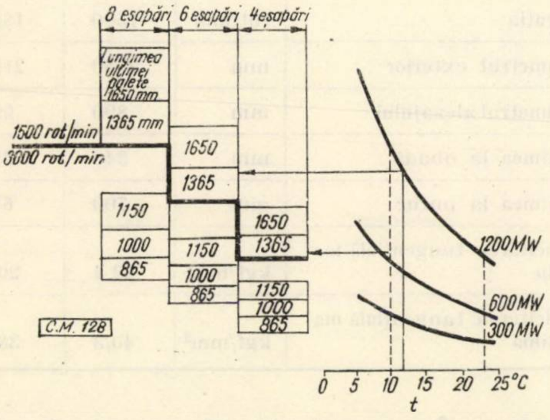


Fig. 4. Numărul de eşapări la condensator [şi lungimea paletelor la ultima treaptă în funcţie de temperatura apei de răcire şi puterea turbinelor.

Se vor analiza în continuare, pe scurt, consecinţele pe care le are trecerea de la turaţia de 3 000 rot/min la turaţia de 1 500 rot/min, asupra solicitărilor celor mai importante elemente componente ale turbinei.

Paletele rotorului. În condiţiile aceloraşi solicitări în palete, datorită forţei centrifuge, la turbinele cu 1 500 rot/min se pot obţine secţiuni de ieşire a aburului la ultima treaptă de 4 ori mai mari decît în cazul turbinelor cu 3 000 rot/min, sau, respectiv, un număr de eşapări la condensator de 4 ori mai mic.

În tabela 2 se dau rezultatele unor calcule comparative executate pentru 2 turbine de 600 MW la 3 000 rot/min şi 1 500 rot/min, clasică şi, respectiv, pentru CNE.

Tabela 2

Solicitările în palete pentru turaţii de 3000 rot/min şi 1500 rot/min

Caracteristica	U/M	I	II
Turaţia	rot/min.	3 000	1 500
Diametrul de bază	mm	1 475	2 800
Înălţimea paletei	mm	850	1 040
Lăţimea secţiunii de bază	mm	150	206
Numărul de palete		96	160
Piciorul : numărul de „degete''		7	6
numărul de găuri de fixare		3	3
diametrul găurilor de fixare		12,5	16
Puterea furnizată pe treaptă	kW	4 640	12 200
Greutatea părţii active a paletei	kgf	9,0	22,0
Greutatea totală	kgf	13,5	33,6
Forţa centrifugă pe porţiunea activă a paletei	kgf	94 000	99 000
Forţa centrifugă totală	kgf	125 000	140 000
Solicitarea de întindere în secţiunea de bază	kgf/mm^2	30,5	19,2
Solicitarea maximă de încovoiere datorită aburului	kgf/mm^2	2,8	0,3
Piciorul			
Strivirea la găurile de fixare inferioare	kgf/mm^2	40,7	27,2
Solicitarea de întindere la nivelul găurilor de fixare inf.	kgf/mm^2	31,7	21,4
Forfecarea pe niturile de fixare inferioare	kgf/mm^2	31,7	25,4
Forfecarea paletei sub găurile de fixare inferioare	kgf/mm^2	19,5	9,4
Discul			
Solicitarea tangenţială maximă	kgf/mm^2	34,0	33,0

Făcînd consideraţii asemănătoare cu cele privind solicitările paletelor datorită forţei centrifuge şi pentru solicitările de încovoiere datorită acţiunii aburului asupra lor, se ajunge la concluzia că, pentru a se păstra valori egale ale acestora din urmă, coarda profilului paletelor trebuie schimbată într-un raport de similitudine corespunzător [9]. Astfel, dacă prin trecerea de la 3 000 rot/min la 1 500 rot/min, diametrul treptei se modifică în raportul k_a, iar lungimea paletei în raportul k_l, coarda profilului trebuie să se schimbe în raportul k_b dat de relaţia :

$$k_b = k_l \frac{k_a}{2}.$$

Prin schimbarea lungimii l şi a coardei b a profilului paletelor, la trecerea de la turaţia de 3 000 rot/min la 1 500 rot/min, avînd în vedere relaţia pentru frecvenţa proprie statică, valoarea acesteia se schimbă conform relaţiei :

$$(f_{st})_{1500} = \frac{k_0}{k_l} \cdot (f_{st})_{3000},$$

unde k_0 şi k_l au semnificaţiile arătate mai sus.

Frecvenţa proprie dinamică (în condiţii de funcţionare) a paletelor este dată de o formulă în care intervine f_{st} şi turaţia maşinii.

Din cele arătate mai sus rezultă că, în linii mari, comportarea la vibraţii a paletelor turbinelor cu turaţia de 1 500 rot/min poate fi apreciată pe baza comportării paletelor de la turbinele cu turaţia de 3 000 rot/min şi a rapoartelor de similitudine ce intervin în realizarea paletelor lungi, pornindu-se de la paletele relativ mai scurte încercate în exploatare.

Studierea paletelor din punctul de vedere al vibraţiilor nu poate fi făcută însă numai pe bază de similitudine. Acest lucru rezultă foarte clar dacă recapitulăm ipotezele simplificatoare care au stat la baza raţionamentului de mai sus, unde s-a admis cazul unor palete de profil constant, nerăsucite şi considerate cu fixare ideală pe discuri (încastrare perfectă). În realitate problemele sînt mult mai complexe şi soluţionarea lor presupune o laborioasă muncă de calcule şi încercări experimentale.

Discurile rotorului. În general turbinele cu 3000 rot/min se construiesc cu rotoare de tip monobloc, adică cu discurile executate în aceeaşi piesă cu arborele. Limita tehnologică la forjare a rotorului monobloc, rezultată din condiţii de coroiaj, o constituie piesele cu diametrul exterior de circa 1700 mm, pentru lungimile ce intervin în cazul rotoarelor pentru turbine de mare putere. Cum la turbinele cu 1500 rot/min apar diametre la discuri mai mari decît această limită, la acestea rotoarele de joasă presiune se execută în toate cazurile cu discuri aplicate pe arbore.

Uneori, după caz, şi rotoarele de înaltă presiune se execută cu toate discurile aplicate pe arbore sau în construcţie combinată rotor monobloc — discuri aplicate.

Pentru ilustrarea situaţiei discurilor cu diametru foarte mare din punctul de vedere al solicitărilor, se dau în tabela 3 dimensiunile şi rezultatele calculelor efectuate pentru două discuri.

Se observă că în ambele cazuri solicitările tangenţiale maxime au valori foarte mari, pentru admiterea cărora sînt necesare măsuri speciale în ceea ce priveşte calitatea materialului, precizia prelucrărilor, eliminarea sau atenuarea concentratoarelor de tensiune etc.

Măsuri deosebite trebuie luate şi pentru echilibrarea dinamică a rotoarelor de joasă presiune (JP), care ajung să aibă la periferia ultimei trepte diametre de 5—6 m şi deci nu pot fi transportate la centrală cu toate paletele montate. În această situaţie se procedează la o echilibrare în centrală efectuată în mai multe etape, pe măsura montării treptelor rotorului respectiv.

Tabela 3

Dimensiunile şi solicitările la două discuri pentru turbine cu turaţie redusă

Discul	U/M	I	II
Turaţia	rot/min	1500	1800
Diametrul exterior	mm	2750	2185
Diametrul alezajului	mm	890	693
Lăţimea la obadă	mm	340	254
Lăţimea la butuc	mm	700	648
Solicitarea tangenţială medie	kgf/mm²	22,4	20,6
Solicitarea tangenţială maximă	kgf/mm²	40,3	38,6

Din cele arătate mai sus se poate conchide că, din punctul de vedere al solicitărilor mecanice, prin trecerea de la turaţia de 3 000 rot/min la 1 500 rot/min, se pot obţine situaţii mai favorabile la elementele care dau în exploatare avariile cele mai grave (palete, discuri). Pe de altă parte, elementele statorice ale turbinei (carcase, diafragme) pot fi dimensionate la nivelul de siguranţă dorit, cu acceptarea necesităţii rezolvării unor probleme legate de încadrarea în posibilităţile tehnologice ale uzinei constructoare, transport şi montaj în centrală.

Din punctul de vedere al vibraţiilor paletelor şi discurilor nu se poate însă afirma că problemele care se ridică în procesul de proiectare şi asimilare a fabricaţiei turbinelor CNE, cu turaţie redusă, sînt mai simple decît în cazul turbinelor cu turaţia de 3000 rot/min. Cercetările teoretice şi experimentale ce trebuie întreprinse în această situaţie sînt la fel de laborioase ca la realizarea oricărui tip nou de paletă de lungime mare, respectiv de disc cu dimensiuni foarte mari.

Prin adoptarea turaţiei de 1500 rot/min se schimbă în mod esenţial structura turbinelor de mare putere, aşa după cum se poate vedea din figura 5, analizată comparativ cu figura 3.

Funcţionarea unui număr mare de trepte în domeniul aburului cu umiditate ridicată

În diagrama din figura 1 se observă că în cazul unei turbine CNE alimentată cu abur saturat, dacă destinderea s-ar face fără intervenţia pe parcurs a unor sisteme de separare a umidităţii, s-ar ajunge în final la o valoare a umidităţii de 25%, ceea ce este inadmisibil din punctul de vedere al eroziunii paletelor la ultimele trepte. Se ştie că valoarea admisibilă a acestei umidităţi finale este de 10—12%, în funcţie de viteza periferică a paletelor, viteza aburului şi condiţiile constructive la aceste trepte. Pentru reducerea umidităţii finale se iau o serie de măsuri, dintre care cele mai importante constau în prevederea unor sisteme (exterioare şi interioare) de separare a umidităţii, subiect ce a fost tratat în detaliu în lucrarea anterioară [4]. În cele ce urmează ne vom ocupa deci numai de unele aspecte ale problemei umidităţii aburului în turbinele CNE neatinse în lucrarea amintită şi, în special, de supraîncălzirea intermediară a aburului ca măsură suplimentară separatoarelor de umiditate, pentru mărirea titlului aburului în punctul final al destinderii şi de procesul de eroziune peliculară, respectiv, protecţia împotriva acesteia.

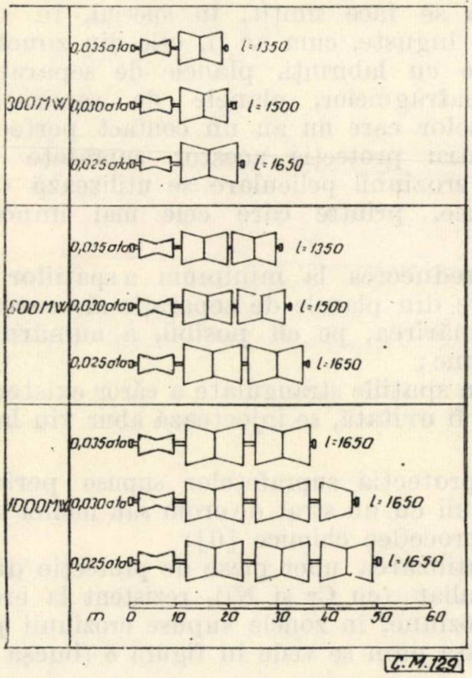


Fig. 5. Lungimea turbinelor pentru CNE (abur saturat 1500 rot/min), pentru diverse puteri şi valori ale vidului în condensator.

Supraîncălzirea intermediară a aburului. Din figura 1 rezultă că în cazul cînd nu ar fi prevăzută o supraîncălzire intermediară a aburului, acesta s-ar destinde pînă la o valoare a umidităţii de 15,5%, care depăşeşte valorile uzuale admisibile. În acest caz supraîncălzirea intermediară este absolut necesară, introducerea ei conducînd la o valoare de 10% a umidităţii în punctul final al destinderii aburului.

Este de remarcat că nu în toate cazurile de turbine pentru CNE rezultă ca necesară introducerea unei supraîncălziri intermediare după separatorul de umiditate, însă la turbinele de mare putere soluţia se întîlneşte aproape în toate cazurile, în favoarea ei pledind considerente legate de creşterea randamentului ciclului.

O problemă care comportă importante studii de optimizare la proiectarea unei turbine pentru CNE este aceea a presiunii la care se amplasează separatorul de umiditate şi supraîncălzitorul intermediar. Calculele efectuate în cazul unui ciclu cu abur viu de 68 kgf/cm^2 saturat pentru o CNE cu reactor BWR (Boiling Water Reactor) au condus, pentru diverse soluţii privind separarea umidităţii şi supraîncălzirea intermediară, la rezultatele reprezentate în figura 6 (temperatura apei de alimentare la intrare în generatorul de abur 150 °C, vidul în condensator 0,05 kgf/cm^2) [6].

În funcţie de caracteristicile ciclului termic şi ale construcţiei turbinelor, alura curbelor de tipul celor din figura 6 se schimbă, în sensul că valorile presiunilor optime în sistemul exterior de reducere a umidităţii şi de supraîncălzire intermediară (unde este cazul) se schimbă, după cum şi valorile reducerii consumului specific de căldură. Alegerea acestor presiuni optime constituie, în ultimă instanţă, o problemă de compromis între considerente legate de obţinerea unui randament maxim al ciclului şi de realizarea unor recipienţi, aparate schimbătoare de căldură şi conducte de volum minim şi greutate redusă. În general presiunea optimă se găseşte într-un domeniu în jurul valorilor de 8—10 ata.

În scopul reducerii volumelor, dimensiunilor şi numărului de conducte şi armături ale sistemului exterior de separare a umidităţii

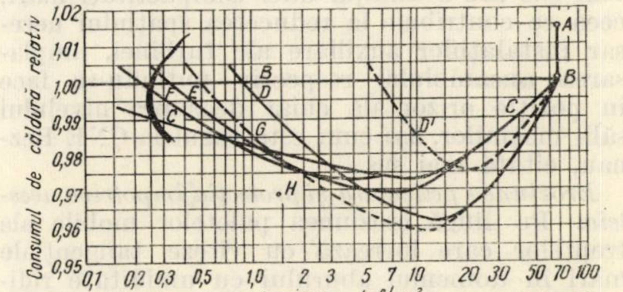


Fig. 6. Influenţa separării umidităţii şi a supraîncălzirii intermediare asupra consumului specific de căldură

A — valoarea de comparaţie pentru o turbină fără nici un sistem de separare a umidităţii;
B — fără separator exterior de umiditate;
C — cu separator exterior de umiditate dispus la x = 0,98;
D — cu separator exterior de umiditate la x = 0,98 şi supraîncălzire intermediară la 250°C cu abur viu;
D' — cu supraîncălzire intermediară la 250°C cu abur viu dar fără separator exterior de umiditate;
E — cu separator exterior de umiditate la x = 0,98 şi supraîncălzire intermediară la 180°C cu abur de la o priză de 20 ata;
F — cu separator exterior de umiditate la x = 0,98 şi supraîncălzire intermediară la 125°C cu abur de la o priză de 6 ata;
G — cu separator exterior de umiditate la x = 0,98 şi supraîncălzire intermediară în două trepte (una la 180°C, cu abur de la o priză şi una la 250°C, cu abur viu);
H — cu dublă separare exterioară de umiditate şi dublă supraîncălzire intermediară (prima treaptă la 20 ata supraîncălzire la 250°C cu abur viu şi a doua treaptă la 1,4 ata supraîncălzire la 180°C cu abur de la o priză). Curbele trasate cu linie întreruptă se referă la cazuri greu întîlnite în practică.

şi ale sistemului de supraîncălzire intermediară a aburului, au fost concepute construcţii combinate ale acestora într-un singur ansamblu. Astfel poate fi dată ca exemplu realizarea întreprinderii Westinghouse — SUA, pentru turbina CNE Beznau, construită de întreprinderea Brown-Boveri. În figura 7 este reprezentat schematic acest separator — supraîncălzitor combinat [7].

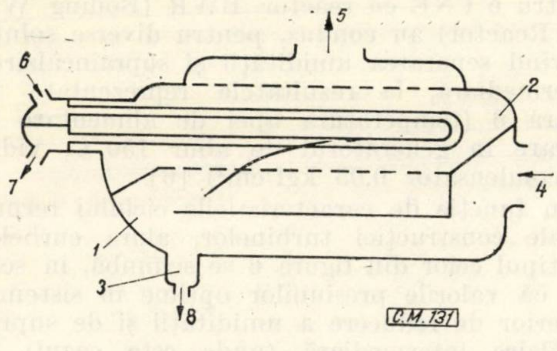


Fig. 7. Separator-supraîncălzitor combinat.

Partea inferioară *1* a aparatului constituie zona de separare a umidităţii. Condensul rezultat din separare se colectează în zona *3*, de unde este evacuat prin ştuţul *8*. Partea superioară *2* reprezintă supraîncălzitorul alimentat cu abur viu prin *6*. Pentru simplificare, suprafaţa de schimb de căldură a fost reprezentată printr-o singură ţeavă în formă de U. Ieşirea amestecului de abur şi condens din supraîncălzitor se face prin *7*. Aburul uscat şi supraîncălzit iese din aparat prin *5*.

Sistemul de separare-supraîncălzire descris mai sus are avantajul unei compactităţi mari, ceea ce contribuie la reducerea spaţiului necesar instalaţiilor auxiliare ale turbinei, amplasarea ansamblului respectiv putîndu-se face în poziţie orizontală chiar deasupra nivelului sălii maşinilor, aşa cum este cazul la CNE Beznau, citată mai sus.

Eroziunea peliculară şi protecţia împotriva acesteia. Pe lîngă eroziunea paletelor mobile ale treptelor care lucrează cu viteze tangenţiale mari în domeniul aburului cu umiditate ridicată, ce se datoreşte impactului picăturilor de apă de dimensiuni şi cu viteze relative ce depăşesc anumite limite, în turbinele CNE se întîlneşte un fenomen de eroziune-coroziune pe suprafeţele netede de oţel nealiat sau slab aliat. Acest fenomen se produce cînd pe suprafeţele respective se preling cu viteză mare stropi sau pelicule de apă antrenate de abur. Datorită faptului că acest fenomen se întîlneşte, în special, în locurile unde condensul se găseşte sub forma unui film lichid, l-am numit „eroziune peliculară''.

El nu este pe deplin elucidat din punctul de vedere al mecanismului după care se produce acţiunea de distrugere a suprafeţei metalului şi nici în ce priveşte proporţia în care la această acţiune participă eroziunea şi, respectiv, coroziunea. Este constatat însă că prezenţa oxigenului în abur are o influenţă importantă asupra acestui fenomen.

Se constată că fenomenul de eroziune peliculară se face simţit, în special, în spaţiile foarte înguste, cum ar fi, cele din zonele prevăzute cu labirinţi, planele de separaţie ale semidiafragmelor, planele de separaţie ale carcaselor care nu au un contact perfect etc.

Pentru protecţia acestor suprafeţe împotriva eroziunii peliculare se utilizează diverse mijloace, printre care cele mai importante sînt:

1. reducerea la minimum a spaţiilor foarte înguste din planele de separaţie ale carcaselor, prin mărirea, pe cît posibil, a numărului de prezoane;
2. în spaţiile strangulate a căror existenţă nu poate fi evitată, se injectează abur viu laminat [7];
3. protecţia suprafeţelor supuse pericolului eroziunii cu un strat de crom sau nichel aplicat prin procedee chimice [6];
4. utilizarea unor piese de protecţie din oţel înalt aliat (cu Cr şi Ni), rezistent la eroziune şi coroziune, în zonele supuse eroziunii peliculare, aşa cum se vede în figura 8 (bucşa de pe arbore din zona labirinţilor de capăt), sau în figura 9 (inele în zona labirinţilor de la periferia paletelor);

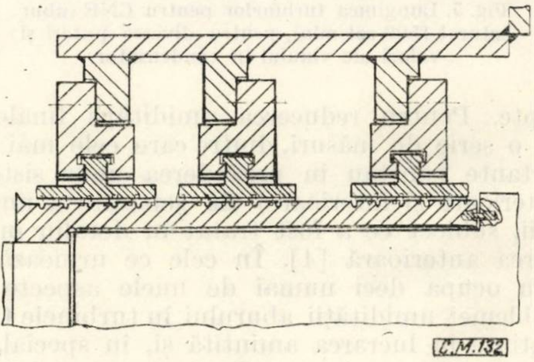


Fig. 8 Protecţia împotriva eroziunii cu ajutorul unei bucşe din oţel înalt aliat.

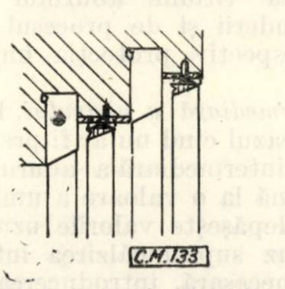


Fig. 9. Protecţia împotriva eroziunii cu ajutorul unor inele din oţel înalt aliat.

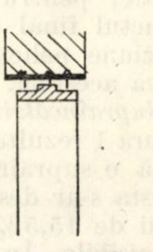


Fig. 10. Protecţia împotriva eroziunii cu ajutorul unui strat metalizat.

Tabela 4

Caracteristicile unor turbine cu abur de mare putere destinate CNE

Caracteristicile principale ale turbinei \ Denumirea centralei		Chooz	EDF-5	Würgassen	Stade	Biblis	Donald Cook (SUA)
Întreprinderea constructoare		Rateau-Schneider	Alsthom	AEG	Siemens	KWU	BBC
Puterea	[MW]	266	280	642	662	1146	1162
Presiunea aburului la admisie	[ata]	32	34,8	66	51	67	54,3
Presiunea aburului la ieșire	[ata]	0,035	0,038	0,034	0,032	0,034	0,051
Turația	[rot/min.]	3000	3000	1500	1500	1500	1800
Numărul corpurilor		4	3	4	3	5	5
Numărul fluxurilor la partea JP		6	6	4	4	6	6
Lungimea paletei la ultima treaptă	[mm]	785	707	1500	1365	1500	1320

5. depunerea prin metalizare a unui strat protector de metal rezistent la eroziune și coroziune; acest strat poate avea o grosime de 0,5 —1 mm (sau chiar mai mult). În figura 10 este dat un exemplu de protecție prin metalizare [8].

★

Cele două condiții funcționale fundamentale ale turbinelor CNE, și anume debitele volumetrice de abur foarte mari și funcționarea în domeniul aburului cu umiditate ridicată, concură la o altă particularitate importantă a acestora, concretizată în măsuri pentru evitarea supraturării la descărcări brușțe de sarcină.

Cea mai importantă măsură care se adoptă este aceea a montării unor supape de interceptare pe conductele de legătură către corpurile de JP, care au rolul de a opri intrarea în acestea a aburului înmagazinat în spațiile mari ale sistemului exterior de separare a umidității și supraîncălzire intermediară și a celui rezultat din revaporizarea condensului, la o descărcare bruscă de sarcină.

O altă măsură posibilă constă în prevederea unor supape de by-pass pentru legarea directă a conductelor între corpurile de IP și JP și a conductelor de dimensiuni mari între turbină și preîncălzitoare, cu condensatorul.

În tabela 4 se dau principalele caracteristici ale unor turbine cu abur de mare putere destinate CNE.

Concluzii. La toate întreprinderile constructoare de turbine cu abur se constată o intensă preocupare pentru rezolvarea problemelor legate de specificul turbinelor CNE, definit, în principal, de elementele legate de debitele volumetrice de abur foarte mari și de funcționarea unui număr mare de trepte ale acestora în domeniul aburului umed.

Aceste două caracteristici fundamentale impun măsuri constructive care să permită:

— realizarea unor secțiuni mari de eșapare la condensator, ceea ce se traduce în crearea de palete pentru ultima treaptă de lungimi cît mai mari și mărirea numărului de corpuri de joasă presiune (limitată din motive legate de dilatările termice). O importanță de prim ordin, din acest punct de vedere, o are adoptarea turației de 1500 rot/min sau 1800 rot/min, care pentru puteri peste 400—500 MW devine aproape obligatorie (în condițiile obținerii unor consumuri specifice de abur reduse legate de valori mici ale presiunii la condensator);

— protecția cît mai eficientă împotriva eroziunii elementelor părții de curgere a aburului (în special paletele rotorului) datorită umidității ridicate. Această protecție trebuie să țină seama de fenomenul de eroziune peliculară, care se face simțit în spațiile foarte înguste din turbină (labirinți, plane de separație etc.).

Pentru reducerea umidității aburului se utilizează sisteme interioare de separare și separatoare care, în majoritatea cazurilor, la mașini de puteri mari sînt urmate de supraîncălzire intermediară. Aceasta din urmă, pe lîngă reducerea umidității, are ca efect și o îmbunătățire a randamentului ciclului.

Problema fabricației turbinelor cu abur de mare putere destinate CNE prezintă o importanță deosebită pentru țara noastră în condițiile în care a fost hotărîtă deja construirea în viitorul apropiat a primei centrale nuclearoelectrice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bald A., Duroy H. - U. Lepie G.* Der Turbosatz und der Dampf — Speise — Wasserkreislauf des Kernkraftwerks Obrigheim. In: Atom und Strom, 1967, 13, nr. 11—12, 178—186 (Express — informația — Teploenerghetika, nr. 14, 1968, Moscova).

[2] *Bald A., Gregor W.* Turbosätze. În: Siemens – Z., 1968, 42, Kernkrafttechnik, 67 – 74 (Expressinformaţia – Teploenerghetika, nr. 9, 1969, Moscova).

[3] *Cârdu, M.* Turbine cu abur în centrale atomoelectrice, În : Energetica, nr. 9, 1963.

[4] *Cârdu, M.* Sisteme de reducere a umidităţii aburului la turbinele cu condensaţie În : Construcţia de maşini, nr. 4, 1969.

[5] *Downs, J. E.* and *Holley, C. H.* Progress in the design of nuclear turbine generators. ASME–IEEE, Joint power generation conference, Denver, Colorado, 1966.

[6] *Hohl, R.* Turbines à vapeur saturée pour centrales nucléaires. În : Nouvelle gazette de Zurich (supplément technique), 4 ian 1967.

[7] *Hossli, W.* Problèmes posés par la construction des turbines pour centrales nucléaires. – Material Brown – Boveri.

[8] *Trassl, W.* Dampfturbinen für Kernkraftwerke. În : Energie und Technik, 18, nr. 9, 1966.

[9] *Troianovschi, B. M.* O vibore cisla oborotov turbin nasîscenovo para dlea AES. În : Teploenerghetika, nr. 6, 1969.

[10] *Zilberştein, S. L.* Turbostroenie dlea AES za rubejom. În : Energomaşinostroenie, nr. 8, 1969.

CZ 621. 51. 042 : 532. 57

Studiul experimental al coeficientului de debit al supapelor compresoarelor. O nouă relaţie de calcul

Dr. ing. Valentin COSOROABĂ Uzina „Timpuri noi” – Bucureşti

La trecerea gazelor şi a vaporilor prin supape, în timpul proceselor de aspiraţie şi refulare, se produce o pierdere de presiune, care conduce la un consum suplimentar de lucru mecanic (haşurat pe diagrama indicată din figura 1).

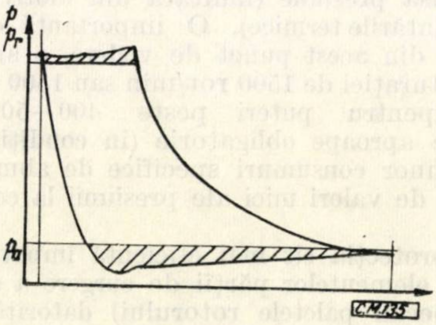


Fig. 1

O micşorare a acestor perderi are ca rezultat îmbunătăţirea randamentului compresorului, şi aceasta constituie una dintre principalele preocupări ale constructorilor de compresoare.

La examinarea construcţiei unei supape cu disc de etanşare (fig. 2) ca, de altfel, şi a celorlalte tipuri constructive, se disting următoarele rezistenţe aşezate în serie în calea curentului de gaz :

– rezistenţa la curgere, datorită strangulării curentului de gaz prin reducerea secţiunii de trecere de la secţiunea locaşului din chiulasă sau conductă, A_c, la secţiunea de trecere a gazului prin scaun, A_s;

– rezistenţa datorită schimbării direcţiei curentului de gaz, cu 90 °, la ieşirea din secţiunea de trecere prin scaun şi trecerea prin „secţiunea din deschidere” situată între suprafeţele discului de etanşare F_d şi F_s. De menţionat că această secţiune variază de la valoarea zero cînd discul este aşezat pe scaun la valoarea maximă cînd discul este aşezat pe limitatorul de cursă ;

– rezistenţa datorită schimbării din nou a direcţiei curentului de gaz cu 90° şi trecerea prin secţiunea determinată de fantele din discul de etanşare şi din limitator A_l şi apoi ieşirea în cilindru.

Desigur că sînt numeroase problemele care se pun la studiul unei astfel de rezistenţe complexe în calea gazului aspirat sau refulat şi acestea au constituit obiectul multor cercetări.

În cele ce urmează sînt prezentate rezultatele unor cercetări experimentale realizate de autor asupra a două din problemele principale şi anume studiul coeficientului de debit la trecerea gazului prin scaunul supapei şi variaţia coeficientului de debit al supapei în funcţie de cursa discului de etanşare.

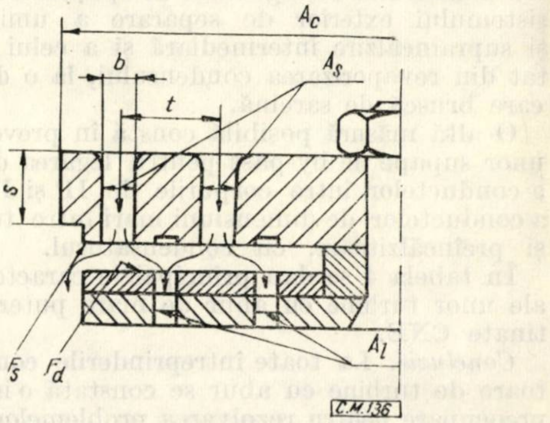


Fig. 2

Studiul experimental a fost efectuat într-o instalaţie, de încercare a supapelor în flux staţionar, executată la laboratorul de compresoare al uzinei „Timpuri Noi" din București după proiectul autorului.

Instalația de încercare a supapelor în flux staționar. Schema instalației (fig. 3) este similară cu a celor utilizate de Frenkel și Müller. Ca sursă de aer *1* este folosit un compresor de 6 m^3/min, care debitează aer la 1,5-2 ats.

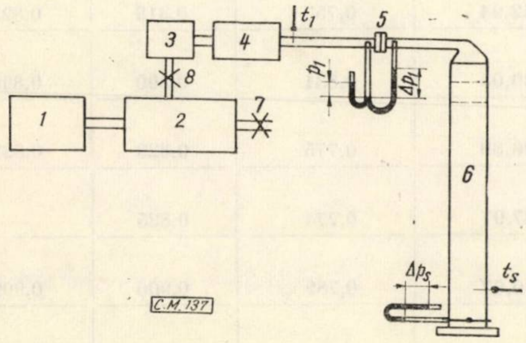


Fig. 3

Aerul trece prin rezervorul tampon *2* apoi prin răcitorul *3* și rezervorul de liniștire *4*. De aici aerul este trecut prin dispozitivul de măsurare a debitului *5*. Înainte de intrarea în tubul *6* aerul trece printr-un baraj de tablă perforată pentru uniformizarea curentului. La capătul tubului, a cărui lungime este mai mare de 8 ori decît diametrul său, este montat dispozitivul de fixare a supapelor sau a scaunelor de supapă. Măsurarea căderilor de presiune se face cu ajutorul unor manometre diferențiale. Variația debitului se realizează cu ajutorul ventilelor reglabile 7 și 8.

Rezultate experimentale ale încercării în flux staționar a scaunelor de supape. Scaunul supapei constituie prima rezistență în calea curentului de gaz. Raportul de reducere a secțiunii de curgere a curentului de gaz la trecerea din chiulasă sau conducta de aspirație, în secțiunea de trecere prin scaun, este mai mic de 0,15. Coeficientul de rezistență a unor astfel de strangulări, cum ar fi, de exemplu, curgerea dintr-un rezervor într-o conductă variază substanțial, în funcție de forma muchiilor de intrare în conductă. Așa după cum arată cercetările efectuate de Herning [1], coeficientul de rezistență variază, în acest caz, de la $\xi =$ $= 0{,}45\ldots0{,}50$, în cazul muchiilor ascuțite, la $\xi = 0{,}06\ldots0{,}0005$, în cazul unor racordări foarte largi. În cercetările experimentale efectuate pe supape, de către Frenkel, Müller, Kondratieva ș. a. nu sînt prezentate rezultate ale influenței asupra curgerii, a formei muchiilor de intrare a canalelor din scaunul supapei.

Cercetarea influenței formei muchiilor canalelor prezintă interes, deoarece, în prezent, se construiesc supape cu muchii ascuțite, teșite sau racordate, fără să existe recomandări în acest sens.

Studiul variației coeficientului de debit, în funcție de forma canalelor și muchiei acestora, are importanță practică atît datorită influenței sale asupra coeficientului de umplere a compresorului, cît și pentru faptul că prelucrarea scaunului este una dintre operațiile costisitoare ale fabricației supapelor.

Pentru efectuarea cercetării experimentale s-au realizat 13 scaune de supape (fig. 4), cu forme diferite ale canalelor, corespunzătoare diferitelor tipuri de supape: Hoerbiger, Chanell, Feather și Sebia (cu lamele — arc) și Junkers (cu taler).

Canalele din scaunele supapelor Hoerbiger (cu disc de etanșare) s-au realizat sub formă de fante și sub formă de găuri, ambele variante constructive fiind utilizate la acest tip de supape.

Cu fiecare tip de scaun s-au efectuat 5 încercări, crescînd debitul de aer de la minim la maxim și apoi încă 4 încercări micșorînd debitul. Nu s-a remarcat o influență sensibilă a mărimii debitului, respectiv a cifrei Reynolds. Valorile coeficientului de debit, obținut la cele 9 încercări, sînt foarte apropiate între ele.

S-a realizat, mai întîi, seria de încercări cu cele 13 scaune avînd canalele cu muchii ascuțite. S-au executat apoi racordări la canale și s-au efectuat, în același mod, măsurările.

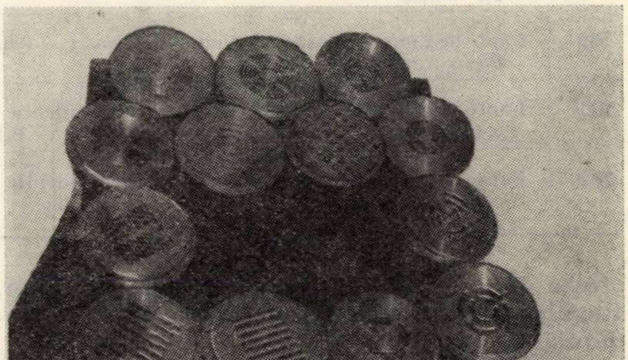


Fig. 4

După aceasta, la aceleași piese s-a executat teșirea muchiilor și s-au supus la o altă serie de încercări.

Realizarea celor 3 serii de încercări, pe aceeași piesă, a pus în evidență influența formei de prelucrare a muchiei canalelor eliminînd o eventuală influențare a rezultatelor de către calitatea suprafețelor sau abaterilor dimensionale ce s-ar fi produs în cazul experimentării a 3 scaune diferite.

În tabela 1 sînt prezentate rezultatele încercărilor. Coeficientul de debit α_s este raportat la suprafața de trecere a gazului prin scaun.

Din examinarea rezultatelor obținute se observă că valoarea coeficientului de debit

10

Tabela 1

Nr. desen	Forma şi dimensiunile principale ale secţiunilor de trecere	Suprafaţa secţiunii de trecere (cm²)	Valoarea coeficientului de debit αs		
			muchii ascuţite	muchii teşite	muchii racordate
S1	Fante de 2 mm aşezate pe 9 diametre în pas $t = 6$ mm, $b/s = 0,10$	42,94	0,753	0,819	0,825
S2	Fante de 35 mm aşezate pe 5 diametre în pas $t = 10$ mm, $b/s = 0,175$	39,05	0,831	0,890	0,899
S3	Fante de 6 mm aşezate pe 3 diametre în pas $t = 17,5$ mm, $b/s = 0,30$	26,89	0,775	0,829	0,838
S4	99 găuri de Ø 6 mm, aşezate pe 3 diametre în pas $t = 17,5$ mm, $b/s = 0,30$	27,97	0,774	0,825	—
S5	Fante de 10 mm, aşezate pe 2 diametre în pas $t = 22,5$ mm, $b/s = 0,50$	40,67	0,789	0,900	0,909
S6	Fante de 18 mm, aşezate pe diametrul Ø 85 mm, $b/s = 0,90$	48,10	0,814	0,889	0,896
S7	8 fante drepte 6 × 100 aşezate pe 1 rînd în pas $t = 17,5$ mm, $b/s = 0,30$	47,38	0,788	0,865	0,888
S8	16 fante drepte 6 × 50 aşezate pe 2 rînduri în pas $t = 17,5$ mm, $b/s = 0,30$	46,76	0,792	0,860	0,891
S9	28 fante 35 × 50 aşezate pe 2 rînduri în pas $t = 8$ mm, $b/s = 0,175$	48,36	0,828	0,880	0,902
S10	42 găuri Ø 12 aşezate pe 6 rînduri în pas $t = 24$ mm, $b/s = 0,60$	47,60	0,838	0,875	0,905
S11	Fante de 2 mm, aşezate pe 9 diametre în pas $t = 6$ mm, $b/s = 0,20$	42,94	—	—	0,830
S12	Fante de 3,5 mm, aşezate pe 4 diametre identic cu cel al supapei *D3*, muchii racordate $b/s = 0,175$	22,95	—	—	0,912
S13	Fante de 3,5 mm, aşezate pe 4 diametre identic cu cel al supapei *D3*, muchii teşite $b/s = 0,175$	22,25	—	0,890	—

creşte cu 7 pînă la 14% prin teşirea muchiilor. Rezultă deci că teşirea muchiilor este recomandabilă.

Racordarea muchiilor conduce la o creştere a valorii coeficientului de debit cu mai puţin de 4% faţă de cazul muchiilor teşite. Operaţia tehnologică de executare a racordărilor fiind mai costisitoare decît teşirea, realizarea ei nu mai apare justificată decît, poate, în cazul unor procese tehnologice perfecţionate specifice seriilor mari de fabricaţie.

Lăţimea canalului este impusă de cursa discului de etanşare (curse mici în cazul turaţiilor ridicate). Din analiza rezultatelor se observă că mărirea lăţimii canalelor nu conduce la o sporire esenţială a coeficientului de debit. Ţinînd seamă de dezavantajul curselor mari în privinţa durabilităţii organelor de etanşare, o mărire a lăţimii canalelor din scaun apare ca nerecomandabilă.

În multe cazuri realizarea orificiilor din scaun prin găurire este mai economică decît prin frezare. Din tabela 2 se observă că valorile coeficientului de debit pentru scaunele cu găuri şi pentru cele cu fante (frezate) sînt sensibil egale. Rezultă deci că alegerea uneia dintre cele două construcţii trebuie făcută numai pe baza considerentelor tehnologice.

O relaţie de dependenţă între coeficientul de debit şi raportul de deschidere al supapei. S-a arătat că supapele reprezintă o strangulare cu mai multe secţiuni aşezate în serie. Coeficientul de debit poate fi raportat la oricare din ele. Secţiunea de curgere prin deschidere fiind variabilă în timpul procesului este indicat ca coeficientul de debit să fie raportat la aceasta. Astfel, variaţia coeficientului de debit ar include şi variaţia secţiunii prin deschidere.

Autorul a efectuat numeroase încercări experimentale pentru stabilirea unei relaţii între coeficientul de debit α_d şi raportul de deschidere $\xi = \frac{A_d}{A_s}$. Încercările au fost efectuate în instalaţia prezentată în figura 1.

În figurile 5, 6 și 7 sînt prezentate rezultatele experimentale obținute cu supapele *B5*, *D1* și respectiv *D3*.

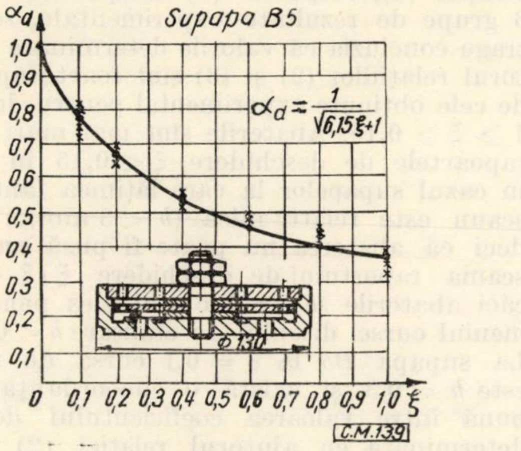


Fig. 5

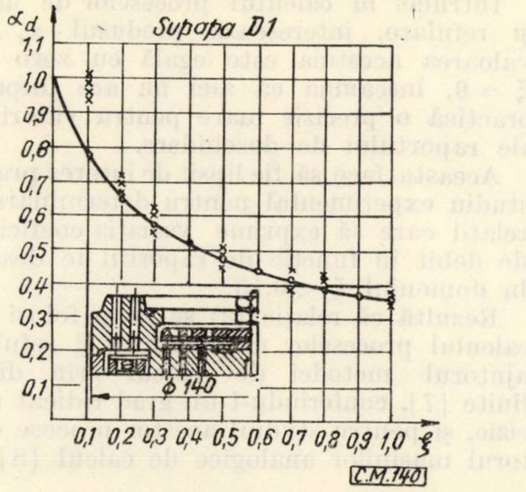


Fig. 6

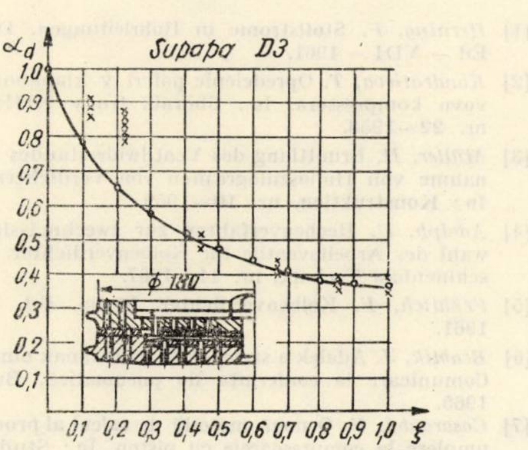


Fig. 7

S-a căutat o relație care să exprime dependența dintre coeficientul de debit α_d și raportul de deschidere ξ pentru $\xi \leqslant 1$.

Relația prin care se pot determina valorile cele mai apropiate de cele obținute experimental este de forma:

$$\alpha_d = \frac{1}{\sqrt{a\xi + b}}, \qquad (1)$$

unde:

$$b = \frac{1}{(\alpha_d)^2_{\xi=0}} \text{ și } a = \frac{1}{(\alpha_d)^2_{\xi=1}} - \frac{1}{(\alpha_d)^2_{\xi=0}}.$$

Din analiza rezultatelor experimentale, obținute de autor, din care au fost ilustrate cele pentru supapele *B5*, *D1* și *D3*, rezultă că se poate considera

$$(\alpha_d)_{\xi=0} = 1 \quad \text{și respectiv } b = 1$$

Deci relația (1) poate fi scrisă sub forma:

$$\alpha_d = \frac{1}{\sqrt{a\xi + 1}}, \qquad (2)$$

în care:

$$a = \frac{1}{(\alpha_d)^2_{\xi=1}} - 1.$$

Valoarea coeficientului de debit α_d la raportul de deschidere $\xi = 1$ se poate determina cu ajutorul nomogramelor elaborate de Kondratieva [2], sau cu ajutorul diagramei lui Müller [3].

În figura 5, 6 și 7 s-au trasat curbele obținute cu ajutorul relației (2) pentru supapele *B5*, *D1* și *D3*. Se observă o bună concordanță cu rezultatele obținute experimental.

Relația (2) poate fi scrisă și pentru coeficientul de rezistență al supapei $\zeta_d = \frac{1}{\alpha_d^2}$.

Se obține relația

$$\zeta_d = a\xi + 1, \qquad (3)$$

în care:

$$a = (\zeta)_{\xi=1} - 1$$

Adolph [4], pe baza analizei mai multor încercări efectuate de Kräft, Hautow și Pohlenz, a reprezentat variația coeficientului de rezistență în funcție de raportul de deschidere avînd ca parametru numărul de inele (fig. 8); punctat s-a extrapolat domeniul pentru care nu s-au făcut determinări experimentale; cu linie-punct au fost trasate dreptele obținute cu ajutorul relației (3).

Se remarcă obținerea, cu ajutorul relației (3), a unor valori foarte apropiate de cele obținute experimental. Valorile sînt mai puțin apropiate pentru supapa cu un inel. Este, însă, foarte puțin probabilă o evoluție a coeficientului de rezistență astfel încît să se apropie de $\zeta = 0$ pentru $\xi = 0$.

În diagramele prezentate de Frölich [5], pentru supape cu un singur inel, după încercările efectuate de Fuchs, Hoffmann şi Schüller, la cursele mici ale organului de etanşare, valorile cele mai mici obţinute sînt foarte apropiate de $\zeta = 1$.

Brablik a prezentat la congresul de pneumatică din Budapesta 1965 o diagramă a variaţiei coeficientului de debit α_d în funcţie de raportul h/b [6]. Curbele sînt reprezentate după rezultatele experimentale obţinute de Frenkel şi Steindel (fig. 9).

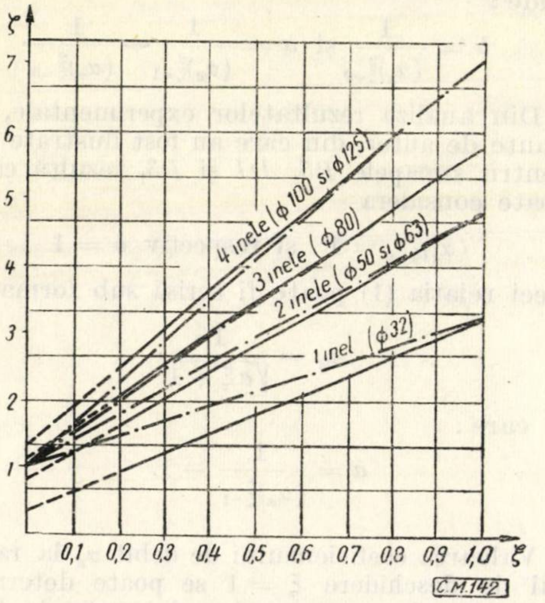


Fig. 8

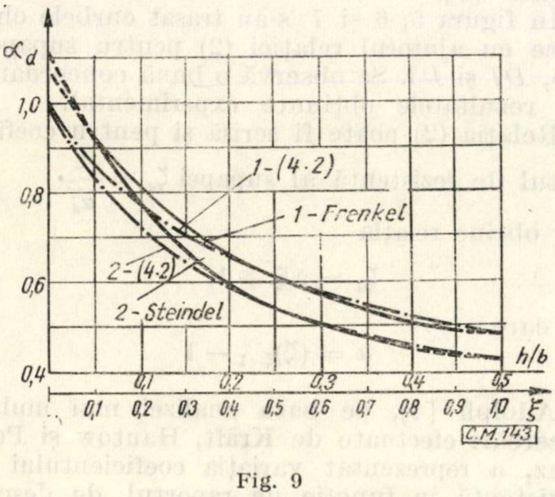


Fig. 9

Punctat s-a extrapolat domeniul pentru care nu s-au făcut determinări experimentale. În lucrarea menţionată nu sînt date caracteristicile supapelor încercate. Cu linie-punct s-a reprezentat variaţia coeficientului de debit determinat cu ajutorul relaţiei (2). Se observă că valorile obţinute sînt foarte apropiate de cele rezultate experimental.

Din examinarea curbelor trasate cu ajutorul relaţiei (2), respectiv (3) comparativ cu cele 3 grupe de rezultate experimentale, se poate trage concluzia că valorile determinate cu ajutorul relaţiillor (2) şi (3) sînt foarte apropiate de cele obţinute experimental pentru domeniul $1 \geqslant \xi \geqslant 0{,}15$. Abaterile sînt mai mari pentru rapoartele de deschidere $\xi < 0{,}15$ în special în cazul supapelor la care lăţimea fantelor în scaun este relativ mică ($b < 3$ mm). Se pare deci că abaterea nu poate fi pusă numai pe seama raportului de deschidere ξ ($\xi < 0{,}15$), căci abaterile se produc mai ales pentru domeniul cursei discului de etanşare $h < 0{,}1$ mm. La supapa *B5* la $\xi = 0{,}1$ cursa de ridicare este $h = 0{,}3$ şi există o concordanţă foarte bună între valoarea coeficientului de debit determinată cu ajutorul relaţiei (2) şi cele obţinute experimental.

Întrucît în calculul proceselor de aspiraţie şi refulare, interesează produsul $\alpha_a A_a$, iar valoarea acestuia este egală cu zero pentru $\xi = 0$, înseamnă că aici nu are importanţă practică o precizie mare pentru valorile mici ale raportului de deschidere.

Aceasta face să fie lipsit de interes practic un studiu experimental pentru determinarea unei relaţii care să exprime variaţia coeficientului de debit în funcţie de raportul de deschidere în domeniul $\xi < 0{,}15$.

Rezultă că relaţia (2) se poate folosi pentru calculul proceselor de aspiraţie şi refulare cu ajutorul metodei de calcul prin diferenţe finite [7], conferindu-i un grad ridicat de precizie, şi pentru studiul acestor procese cu ajutorul maşinilor analogice de calcul [8].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Herning, F.* Stoffstrome in Rohrleitungen. Düsseldorf Ed – VDI – 1961.

[2] *Kondratieva, T.* Opredelenie poteri v klapanoh porşnevovo kompressora. In: Sbornik trudv NIIHIMMAS, nr. 22–1958.

[3] *Müller, H.* Ermittlung des Ventilwiderstandes und Aufnahme von Huboszillogrammen von Verdichterventilen. In: Konstruktion, nr. 10–1959.

[4] *Adolph, U.* Rechenverfahren zur zweckmässigen Auswahl des Arbeitsventile für Kolbenverdichter. In: Maschinenbau Technik, nr. 11–1967.

[5] *Fröhlich, F.* Kolbenverdichter. Berlin. Ed. Springer, 1961.

[6] *Brablik, J.* Adalek a szelepck számitásának elméletenez. Comunicare la conferinţa de pneumatică, Budapesta, 1965.

[7] *Cosoroabă, V.* O nouă metodă de calcul al proceselor de umplere la compresoarele cu piston. În: Studii şi cercetări de energetică seria B nr. 3–1963.

[8] *Cosoroabă V.* Contribuţii la studiul proceselor de umplere din compresoarele rapide cu piston. Teză de doctorat. Bucureşti, 1968.

CZ 621. 791 763.1 : 621 – 52

Semiautomatizarea deplasării pas cu pas a unei operații de sudare prin puncte

Ing. Valeriu DOBOȘAN – Uzina de autocamioane – Brașov
Rudolf UNGAR – Uzina de autocamioane – Brașov

Introducerea în fabricație a șasiului compus din lonjeroane cu profil constant pe întreaga lungime a lor, impusă de mărirea posibilităților de diversificare a autocamioanelor, a făcut necesară realizarea unei linii speciale de sudare la Uzina de autocamioane – Brașov.

Spre deosebire de lonjeroanele cu profil variabil, la lonjeroanele cu profil constant, realizarea unei grinzi de egală rezistență se obține prin întărirea profilului în formă de U (grosimea 6 mm), în locurile mai solicitate, prin sudarea de tălpi, a unor platbande de 6 mm grosime, drepte sau îndoite într-o anumită formă.

Se consideră că îmbinarea optimă pentru acest caz de solicitare, ținînd seamă și de seria relativ mare de fabricație este cea obținută prin sudare prin puncte. Deformațiile mai mici prin care se caracterizează sudarea prin puncte reprezintă un avantaj important, în cazul sudării lonjeroanelor de lungime mare.

În cele ce urmează se va prezenta semiautomatizarea sudării prin puncte, a platbandei (lungime 3 200 mm prevăzută cu 26 puncte) dispusă pe talpa superioară a lonjeronului (fig. 2).

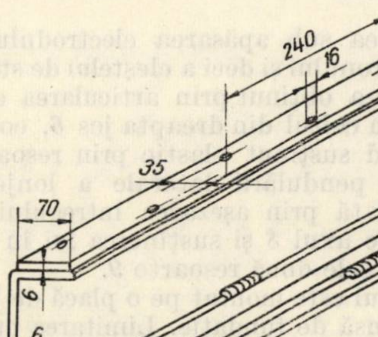


Fig. 1

Fiind disponibile doar două mașini de sudat prin puncte (MTP 300 și MRP 400, fabricație U. R. S. S.) a căror încărcare era completă pentru această operație, întărirea tălpii inferioare a trebuit să fie rezolvată prin amplasarea unui cornier în interiorul profilului, sudat pe margine în mediu de CO_2, într-un alt post de lucru (fig. 2a)

Diferențele constructive dintre lonjeroanele dreapta față de cele stînga au determinat necesitatea unor linii separate de asamblare; fiecare este compusă dintr-un post de sudat prin puncte și unul de sudat în mediu de CO_2.

Lonjeroanele sînt preluate dintr-un depozit amplasat la începutul liniei. Trecerea de la un post de sudură la celălalt se face prin agă-

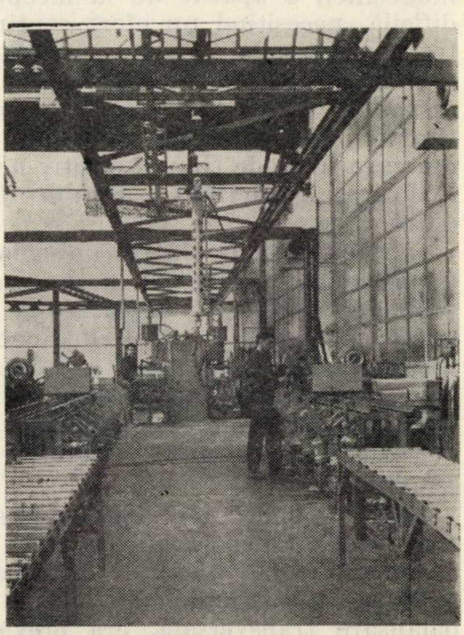


Fig. 2 a

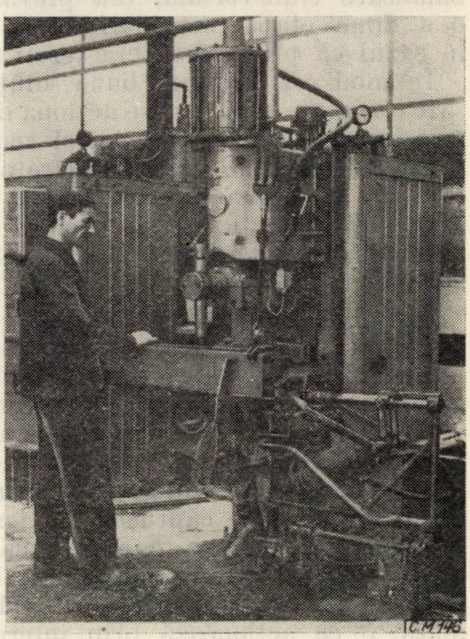


Fig. 2 b

ţarea lor de o monoşină. Înălţimea de agăţare este determinată de înălţimea electrodului inferior al maşinilor de sudat prin puncte. Lonjeroanele în timpul deplasării punct cu punct nu trebuie să se frece de acesta. Aşezarea pe electrodul inferior se face doar la coborîrea electrodului superior. În acest scop lonjeroanele sînt suspendate elastic de monoşină. Agăţarea lonjeroanelor oferă însă şi posibilitatea obţinerii prin pendularea lor laterală a amplasării punctelor, alternativ pe două rînduri. Împreună cu deplasarea în lungul monoşinei, soluţia permite deci o deplasare tridimensională a lonjeroanelor în vederea sudării acestui tip de îmbinare.

Prin greutatea relativ mare a lonjeroanelor, deplasarea pas cu pas, deci translaţia în lungul monoşinei, a apărut de la început destul de dificilă, necesitînd un efort continuu din partea muncitorului. Pe de altă parte calculele preliminare au arătat că timpul ce mai rămînea disponibil pentru această mişcare — socotind timpul pe punct impus de ritmul de producţie din care se scade timpul efectiv necesar pentru realizarea punctului — rezulta foarte redus (circa 3 s).

Întrucît timpul efectiv de sudare nu putea fi micşorat, a rezultat necesitatea rezolvării problemei printr-o deplasare a lonjeronului de la un punct la altul, într-o cadenţă bine determinată. Masa mare a lonjeronului (100 kg) la care se adaugă şi aceea a sistemului de translaţie au pus probleme în plus, din punctul de vedere al opririi sistemului în locuri precis amplasate.

Aceste condiţii au impus necesitatea realizării unui transport automatizat al piesei de la un punct la altul. O automatizare completă a operaţiei, deci inclusiv a mişcării de balansare transversală, era prevăzută pentru o a doua etapă, considerîndu-se a fi simplă în cazul că prima fază era rezolvată.

În mod cert, cea mai bună soluţie de deplasare era aceea prin care se acţiona direct asupra lonjeronului, putîndu-se astfel reduce în mod substanţial erorile de amplasare ale punctelor însă un asemenea sistem trebuia să permită şi urmărirea suficient de elastică a mişcărilor laterale şi pe verticală ale piesei în timpul sudării.

În figura 3 este arătat schematic dispozitivul din figura 2, *b* conceput în acest scop. El este format dintr-un cadru dreptunghiular *1*, din ţeavă. Latura superioară a dreptunghiului serveşte drept ghidaj, pe care alunecă un cleşte *2* cu acţiune pneumatică de strîngere. Acesta strînge talpa inferioară a lonjeronului între cele două fălci. Fălcile sînt căptuşite cu lemn de corn (coeficient de frecare mare). Deplasarea cleştelui în lungul cadrului (deplasarea lonjeronului pas cu pas) este realizată de un cilindru pneumatic *3* ce acţionează prin intermediul unui sistem de două bare articulate, cu punct mort *4*. S-a recurs la acest sistem întrucît oferă posibilitatea reducerii treptate a vitezei înspre sfîrşitul cursei, deci frînarea treptată a forţelor de inerţie. Se asigură astfel poziţionarea precisă a lonjeronului faţă de noul loc de sudat. Sistemul permite şi o mărire sau micşorare simplă a pasului dintre puncte, prin schimbarea lungimii braţului scurt care este prevăzut în acest scop cu manşoane filetate *5*.

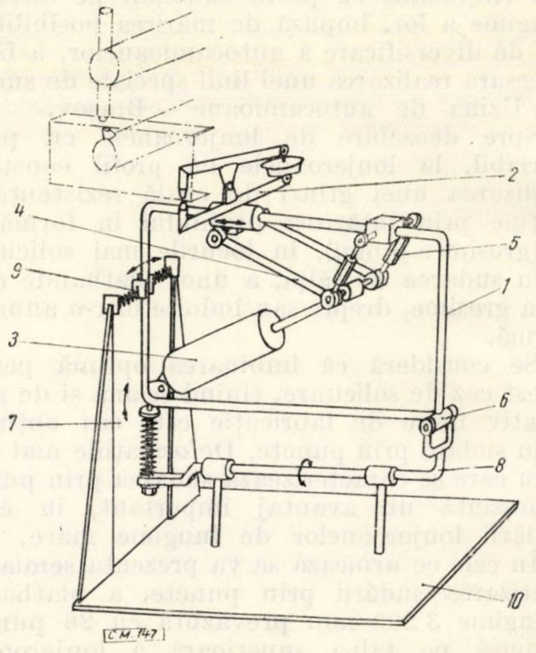


Fig. 3

Deplasarea sub apăsarea electrodului superior a lonjeronului şi deci a cleştelui de strîngere-deplasare s-a obţinut prin articularea cadrului din ţeavă în colţul din dreapta jos *6*, colţul din stînga fiind susţinut elastic prin resoartele *7*. Urmărirea pendulării laterale a lonjeronului este rezolvată prin aşezarea întregului sistem de cadru pe axul *8* şi susţinerea lui în poziţia medie prin cele două resoarte *9*.

Ansamblul este montat pe o placă de bază *10* ce este prinsă de fundaţie. Limitarea cursei de pendulare a lonjeronului în intervalul celor două rînduri de puncte sudate se face printr-un opritor (fig. 2, *a*) dispus lîngă lonjeron. Pentru introducerea şi scoaterea acestuia el se poate da peste cap.

În figura 4 este dată schema electrică a dispozitivului. Prin închiderea întrerupătorului de acţionare a sistemului se indexare (ICSI), curentul acţionează bobina releului intermediar (*BRI*). Contactul normal închis RAIS face parte din sistemul de comandă electronică a maşinii de sudat şi anume se deschide numai în timpul secvenţei de sudare. Prin acţionarea bobinei *BRI* se închid contactele *1 RI* şi *2 RI*. Contactul *1 RI* închide circuitul electrovalvei de acționare a cleștelui (în sensul efectuării stîngerii). Cu toată închiderea contactului *2RI*, acționarea electrovalvei sistemului de deplasare EVA (în sensul avansului lonjeronului) se face numai în cazul că se închide și contactul întrerupătorului dublu basculant IARES montat lîngă capul de sudură al mașinii. Cînd nu este închis acest circuit, cleștele se află în poziția extremă din stînga, deci de pornire, a avansului lonjeronului.

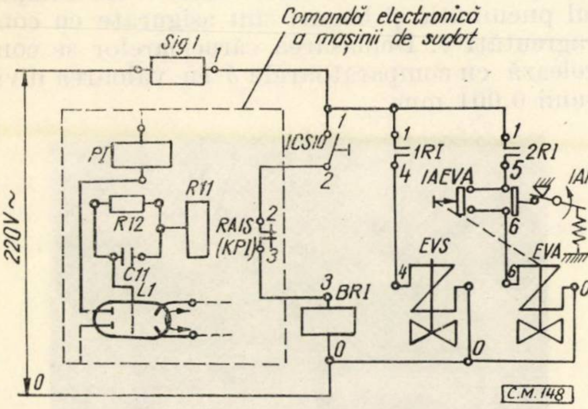

Comandă electronică a mașinii de sudat
Sig 1
1
220V~
0
PI
R11
R12
RAIS (KPI)
2
3
C11
L1
ICS10
1
2
3
BRI
0
1
1RI
4
1
2RI
5
IAEVA
IARES
6
EVS
4
EVA
6
0
0
C.M. 148

Fig. 4

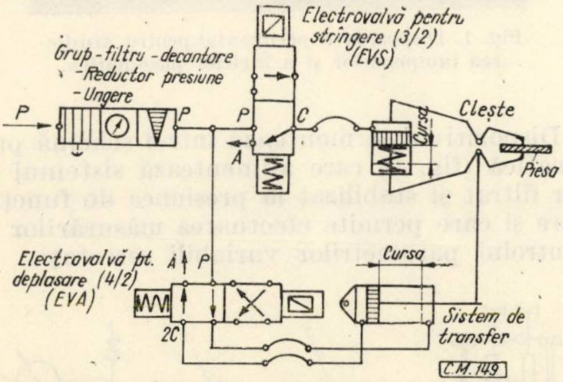

Electrovalvă pentru stringere (3/2) (EVS)
Grup - filtru - decantore
- Reductor presiune
- Ungere
P
P
P
C
A
Cleşte
Cursa
Piesa
Electrovalvă pt. deplasare (4/2) (EVA)
A
P
2C
Cursa
Sistem de transfer
C.M. 149

Fig. 5

Întrerupătorul dublu basculant *IARES* a fost realizat în mod special pentru acest sistem de automatizare, fiind acționat de ridicarea capului portelectrod, deci după efectuarea sudurii. Avansul lonjeronului nu se realizează la primul punct, ci doar cu începere de la al doilea punct din seria punctelor de realizat.

Întrerupătorul basculant dă în realitate numai un impuls. Menținerea curentului de acționare se face prin contactul IAEVA dispus pe electrovalva *EVA*. Se constată că revenirea în poziția inițială a cleștelui (de la dreapta la stînga) este realizată prin deschiderea contactului *1 RI* și *2 RI* comandate de *RAIS* (începutul secvenței de sudare). Alegerea revenirii în poziția inițială de lîngă mașina de sudat în acest moment (cleștele desfăcut) a fost determinată de faptul că, în această fază, lonjeronul este menținut pe loc de electrozii de contact. Se constată deci că lonjeronul este menținut strîns (condus) în orice moment al stării de repaus sau de deplasare în sens longitudinal.

În figura 5 este dată schema pneumatică. Prin cele două poziții ale electrovalvei de acționare a strîngerii (*EVS*) aerul este admis sau evacuat din cilindrul cu autorevenire a cleștelui. Prin cele două poziții ale electrovalvei pentru transferul lonjeronului (*EVA*) se admite și se evacuează (și invers) aerul din cilindrul sistemului de transfer. Revenirea în poziția inițială a electrovalvelor se face prin resort.

În figura 6 este dată ciclograma dispozitivului în funcție de diagrama ciclului de sudare.

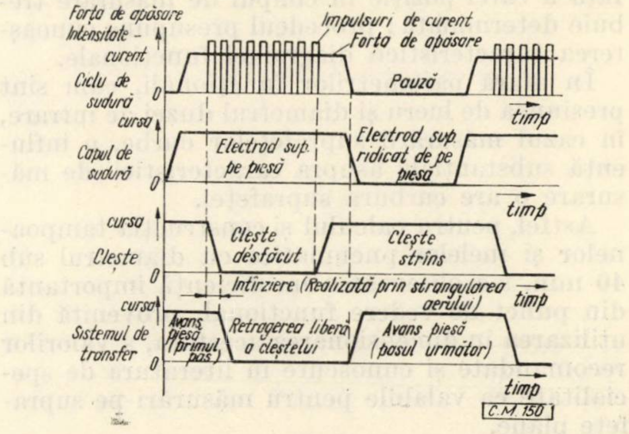


Fig. 6

Secvența se sudare se realizează prin impulsuri de curent. Se constată că cleștele este în mod normal strîns. El se desface și rămîne desfăcut numai în timpul secvenței de sudare, cînd se face cursa de deplasare înspre poziția inițială. Sistemul de deplasare rămîne în poziția inițială (extrema stîngă) pînă la ridicarea capului portelectrod, cînd lonjeronul eliberat de strîngerea electrozilor este deplasat cu distanța unui pas.

Durata efectivă a deplasării a rezultat de aproximativ o secundă. Prin pornirea și oprirea lentă a lonjeronului, strîngerea cleștelui s-a dovedit eficientă chiar și la lonjeroanele protejate cu ulei.

CZ 531. 71. 082. 32 : 681. 2

Contribuţie la calculul şi construcţia tampoanelor şi a inelelor pneumatice

Ing. Doina DUMITRESCU – I.C.T.C.M. – Bucureşti

Procedeul de măsurare a lungimilor pe cale pneumatică se utilizează, în ultima vreme, pe scară din ce în ce mai largă, pentru soluţionarea problemelor de măsurare. Acest procedeu are avantajul unui montaj şi al unei construcţii simple specifice aparaturii pneumatice, permiţînd şi posibilitatea adaptării unei game largi de forme şi dimensiuni constructive corespunzătoare problemelor de rezolvat.

Procedeul pneumatic de măsurare se bazează pe relaţia univocă, ce există între presiunea aerului măsurată între două duze din sistem şi distanţa de la duza de măsurare, pînă la suprafaţa a cărei poziţie în cîmpul de măsurare trebuie determinată; procedeul presupune cunoaşterea caracteristicii diagramei funcţionale.

În afara parametrilor funcţionali, cum sînt presiunea de lucru şi diametrul duzei de intrare, în cazul măsurării suprafeţelor curbe, o influenţă substanţială asupra caracteristicii de măsurare o are curbura suprafeţei.

Astfel, pentru calculul şi construcţia tampoanelor şi inelelor pneumatice cu diametrul sub 40 mm, s-a observat o insuficienţă importantă din punct de vedere funcţional, provenită din utilizarea în dimensionarea acestora, a valorilor recomandate şi cunoscute în literatura de specialitate ca valabile pentru măsurări pe suprafeţe plane.

În scopul determinării unor valori recomandate pentru calculul şi construcţia tampoanelor şi a inelelor pneumatice cu diametre între 4 şi 40 mm, s-au efectuat de autor la I.C.T.C.M. cercetări şi studii pe modele experimentale.

Pentru determinarea curbelor caracteristice ale tampoanelor şi inelelor pneumatice care lucrează cu aparate de măsură de înaltă presiune şi pe principiul punţii neechilibrate, s-au efectuat experimentări pentru diametre de 4,6, 8, 18 şi 40 mm. Dispozitivul experimental construit în acest scop permite modificarea interstiţiului de măsurare din faţa celor două duze diametral opuse, de la o valoare cît mai aproape de zero din punct de vedere mecanic şi pneumatic, la valoarea maximă la care procesul pneumatic de măsurare mai poate avea loc.

Dispozitivul este format din două cărucioare mobile, *1*, cu deplasare rectilinie ghidată şi care poartă bacurile *2* în articulaţii ce permit aşezarea lor liberă pe tamponul pneumatic fixat între vîrfuri. Deplasarea cărucioarelor este asigurată de un sistem camă—pîrghie acţionat de butoane exterioare *3*. Contactul pe pîrghie şi forţa necesară contactului între tamponul pneumatic şi bacuri sînt asigurate cu contragreutăţi *4*. Deplasarea cărucioarelor se controlează cu comparatoarele *5* cu valoarea diviziunii 0,001 mm.

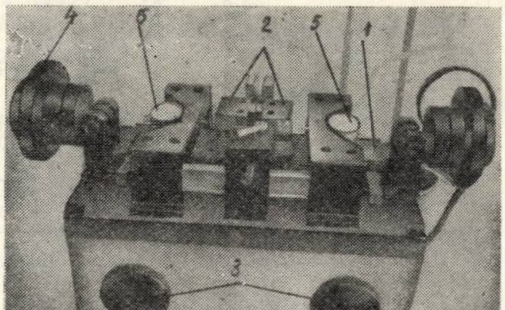


Fig. 1. Dispozitiv experimental pentru studierea tampoanelor şi a inelelor pneumatice.

Dispozitivul se montează într-o schemă pneumatică (fig. 2) care alimentează sistemul cu aer filtrat şi stabilizat la presiunea de funcţionare şi care permite efectuarea măsurărilor cu controlul parametrilor variabili cercetaţi.

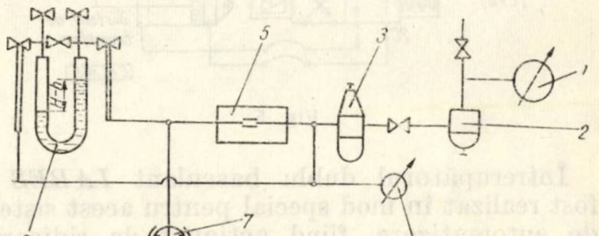


Fig. 2. Schema de principiu a montajului experimental.

Instalaţia conţine: *1* — manometru pentru reţeaua de alimentare; *2* — filtru grosier; *3* — stabilizator cu filtru în bloc; *4* — manometru pentru controlul presiunii stabilizate *5* — duza de intrare.

Pentru a asigura precizia necesară măsurărilor se racordează dispozitivului un manometru diferenţial cu mercur *6*, la care se citesc valorile $H-h$, mm col. Hg, create în sistem pentru diverse interstiţii de măsurare, într-un regim pneumatic cunoscut.

În figurile 3 şi 4 sînt prezentate tampoanele pneumatice şi bacurile inel pneumatic şi alezaje de măsurare cu care s-au realizat experimentările.

Măsurările s-au efectuat pentru fiecare dimensiune din gama executată, cu determinarea următoarelor funcţii :

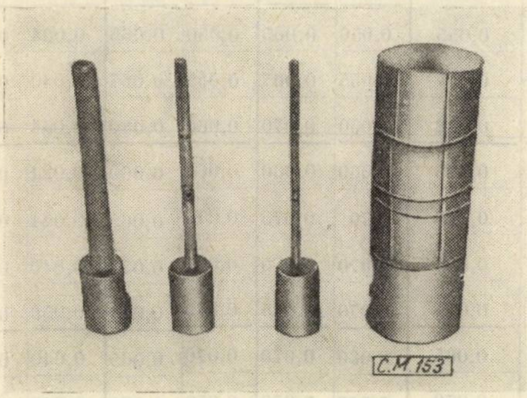


Fig. 3. Tampoane pneumatice.

— caracteristica de funcţionare cu punerea în evidenţă a domeniului liniar;

— abaterile în domeniul liniar cauzate de repartiţia inegală a jocului de măsurare ;

— punerea în evidenţă a măsurării cu una şi cu două duze.

Experimentările s-au făcut pentru duze de intrare în sistem, cu diametre (d_1) de 0,6 mm ; 0,7 mm ; 0,8 mm ; 1,0 mm ; 1,2 mm şi pentru presiuni de lucru (H) de 0,5 kgf/cm² ; 1 kgf/cm² ; 1,5 kgf/cm² ; 2 kgf/cm².

Interstiţiul de măsurare (S) care în cazul tampoanelor şi inelelor pneumatice este constituit din $\frac{S}{2} + \frac{S}{2}$ în regim simetric, în faţa fiecărei duze de măsurare, a fost variat cu 0,005 mm, controlabil la comparator de 0,001 mm.

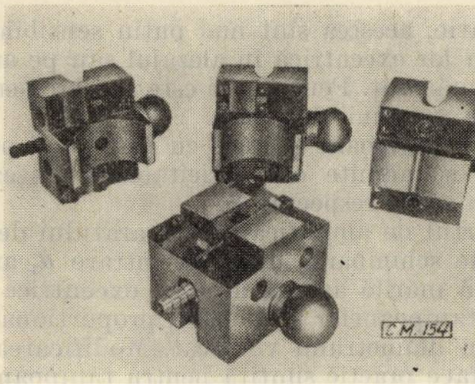


Fig. 4. Bacuri inel pneumatice şi alezaje de măsurare.

Ridicarea curbelor caracteristice, atît pentru tampoane, cît şi pentru inele, se realizează deplasînd simetric şi egal bacurile cu cîte 0,005 mm şi notînd căderile de presiune realizate în sistem.

Pentru a pune în evidenţă influenţa repartiţiei inegale a interstiţiului de măsurare în limitele domeniului liniar, se poziţionează tamponul faţă de bac la interstiţiul corespunzător mijlocului domeniului liniar (S_{med}), de unde se deplasează bacurile în acelaşi sens — unul depărtîndu-se, celălalt apropiindu-se de dorn — pentru a se realiza o repartiţie neegală, progresivă de la S_{med} (30 + 30) µm, de exemplu, la (0 + 60) µm, şi invers.

Pentru a pune în evidenţă măsurarea cu o duză şi cu două duze se poziţionează ansamblul tampon pneumatic-bac în contact zero şi se deplasează succesiv, numai cîte unul din bacuri, cu cîte 0,005 mm, notîndu-se căderea de presiune în sistem.

Grafic, curbele obţinute se suprapun cu caracteristica funcţională rezultată în aceleaşi condiţii de presiune, duză de intrare şi diametrul tamponului experimentat. Rezultatele măsurărilor efectuate în condiţiile mai sus arătate s-au înscris în tabele de valori obţinute şi prelucrate şi s-au reprezentat în diagrame.

Valorile limită ale domeniilor liniare rezultate grafic au fost studiate în raport cu eşalonarea dimensională a parametrilor variabili şi au fost prelucrate comparativ cu documentaţia de specialitate cunoscută.

Din această prelucrare a rezultat reducerea domeniilor liniare pentru a realiza o zonă de siguranţă necesară asigurării funcţionării şi acordării unor toleranţe de execuţie tehnologic acceptabile.

Această reducere a domeniului liniar include şi asigurarea liniarităţii domeniului în cazul repartiţiei neegale a interstiţiului de măsurare.

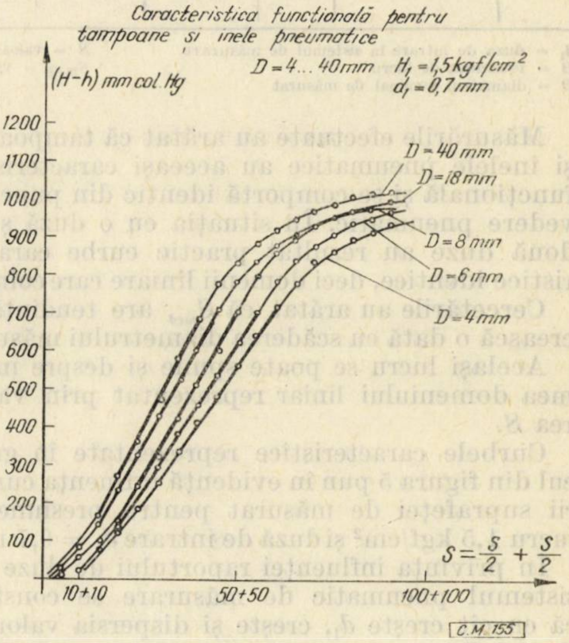


Fig. 5. Caracteristica funcţională pentru tampoane şi inele pneumatice.

Tabela 1

Valori recomandate pentru calculul şi construcţia tampoanelor şi a inelelor pneumatice, pentru duze de măsurare de 2 mm

d_1 mm	H kgf/cm²	D (30–80 mm)		D (12–30 mm)		D (8–12 mm)		D (5–8 mm)		D (4–5 mm)		Valori RTM	
		S (mm)	S_{med} (mm)	S (mm)	S_{med} (mm)	S (mm)	S_{med} (mm)	S (mm)	$S_{me\breve{a}}$ (mm)	S (mm)	S_{med} (mm)	S (mm)	S_{med} (mm)
0,6	0,5	0,020	0,040	0,030	0,050	0,035	0,050	0,040	0,060	0,050	0,065	0,020	0,040
	1	0,025	0,042	0,030	0,050	0,040	0,055	0,050	0,065	0,050	0,065	0,024	0,042
	1,5	0,035	0,047	0,030	0,050	0,045	0,057	0,055	0,067	0,055	0,067	0,040	0,050
	2	0,040	0,050	0,040	0,050	0,045	0,062	0,060	0,070	0,060	0,080	0,044	0,052
0,7	0,5	0,030	0,045	0,040	0,060	0,050	0,065	0,060	0,060	0,060	0,060	0,024	0,042
	1	0,040	0,050	0,050	0,065	0,060	0,070	0,70	0,075	0,070	0,065	0,044	0,052
	1,5	0,045	0,057	0,060	0,070	0,070	0,075	0,070	0,075	0,075	0,077	0,046	0,067
	2	0,050	0,060	0,060	0,070	0,070	0,075	0,070	0,075	0,075	0,077	0,050	0,070
0,8	0,5	0,040	0,050	0,040	0,060	0,050	0,065	0,060	0,070	0,070	0,065	0,040	0,050
	1	0,040	0,060	0,050	0,065	0,060	0,070	0,060	0,070	0,050	0,070	0,046	0,073
	1,5	0,050	0,060	0,065	0,072	0,070	0,075	0,070	0,085	0,075	0,090	0,050	0,085
	2	0,060	0,070	0,065	0,072	0,070	0,085	0,080	0,090	0,075	0,090	0,060	0,090
1	0,5	0,070	0,075	0,070	0,085	0,070	0,095	0,100	0,110	0,100	0,090	0,080	0,090
	1	0,080	0,090	0,100	0,100	0,100	0,120	0,100	0,120	0,100	0,110	0,080	0,120
	1,5	0,100	0,110	0,130	0,115	0,130	0,145	0,130	0,145	0,130	0,155	0,090	0,145
	2	0,100	0,120	0,140	0,120	0,140	0,150	0,150	0,155	0,130	0,155	0,100	0,150
1,2	0,5	0,080	0,110	0,120	0,140	0,120	0,140	0,120	0,140	0,140	0,130	0,080	0,120
	1	0,110	0,145	0,120	0,170	0,120	0,190	0,120	0,180	0,140	0,170	0,104	0,162
	1,5	0,120	0,180	0,150	0,185	0,130	0,205	0,130	0,205	0,170	0,220	0,110	0,215
	2	0,120	0,200	0,150	0,205	0,150	0,235	0,190	0,240	0,190	0,225	0,100	0,190

d_1 = duza de intrare în sistemul de măsurare
H = presiunea de lucru
D = diametrul nominal de măsurat
S = valoarea domeniului liniar
S_{med} = valoarea medie a domeniului liniar

Măsurările efectuate au arătat că tampoanele şi inelele pneumatice au aceeaşi caracteristică funcţională şi se comportă identic din punct de vedere pneumatic. În situaţia cu o duză şi cu două duze au rezultat practic curbe caracteristice identice, deci domenii liniare care coincid.

Cercetările au arătat că S_{med} are tendinţă să crească o dată cu scăderea diametrului măsurat. Acelaşi lucru se poate spune şi despre mărimea domeniului liniar reprezentat prin valoarea S.

Curbele caracteristice reprezentate în graficul din figura 5 pun în evidenţă influenţa curburii suprafeţei de măsurat pentru presiune de lucru 1,5 kgf/cm² şi duză de intrare $d_1 = 0,7$ mm.

În privinţa influenţei raportului de duze din sistemul pneumatic de măsurare se constată că cu cît creşte d_1, creşte şi dispersia valorilor S_{min} şi S_{max}, cu presiunile de măsurare. O dată cu scăderea diametrului tamponului şi inelului pneumatic, acestea sînt mai puţin sensibile la aşezarea lor excentrică în alezajul sau pe arborele de măsurat. Fenomenul este similar pentru scăderea presiunii de lucru.

Pentru tampoane şi inele cu diametrul peste 10 mm se admite excentricitatea de aşezare astfel ca să fie respectat S_{min}.

Raportul de amplificare al aparatului determinat de schimbarea duzei de intrare d_1 are o influenţă mărită asupra aşezării excentrice admisă a tampoanelor şi inelelor, proporţional cu creşterea diametrului verificat. Modificarea nu se mai face practic simţită pentru tampoane şi inele cu diametrul sub 10 mm.

Întrucît experimentările au arătat că tamponul pneumatic de 4 mm poate fi realizat şi funcţionează cu duză de măsurare de 2 mm nu se mai pune problema utilizării duzelor de măsurare mai mici, care modifică sensibilitatea sistemului pneumatic, micşorînd-o.

Valorile recomandate pentru calculul și construcția tampoanelor și inelelor pneumatice pentru dimensiuni nominale cuprinse între D 40 mm și D 4 mm sînt prezentate în tabela 1. În funcție de diametrul de măsurat și de cîmpul de măsurare se alege din tabelă presiunea de lucru și raportul de duze care oferă construcția cea mai sigură și avantajoasă.

Dimensionarea tampoanelor și inelelor calibru, pneumatice, utilizînd prescripțiile din valorile recomandate, asigură funcționalitatea măsurării în limitele domeniului liniar, cu posibilitatea de a alege regimul pneumatic de măsurare cu precizie și ușurință.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Visoțki, A. V.* Pnevmaticeskie izmerenia linieinîh razmerov. Moscova, 1963.

[2] *Gorodețki, I. G.* Osnovî rasciotov pnemmaticeskih priborov dlia izmerenia linieinîh razmerov. Moscova 1964.

[3] *Țidulko, F, V.* Dinamika pnevmaticeskih priborov dlia linieinîh izverenia. Moscova, 1965.

[4] Dipl. ing. *Puder, T.* Pneumatische Messung kleiner Bohrungen und Spalte. Feingerätetechnik 8/1966.

[5] Dr. ing. *Lotze, W.* Neue Methoden zur Berechnung pneumatischer Feinzeiger. Feingerätetechnik 6/1966.

[6] Dipl. ing. *Lippold, H.* Experimentallc Modelluntersuchungen an einer pneumatischen Längenmesstrecke mit gekrümmter Prallplatte. Feingerätetechnik, 6/1966.

[7] R. T. M. Rukovodiașcie tehniceskie materialî. B. V. Moscova 1962.

[8] Studiul I. C. T. C. M. Calculul și construcția tampoanelor și inelelor pneumatice. București. 1969.

CZ 621.833.1 :669.14

Contribuții la teoria și calculul angrenajelor cilindrice din oțel

| Prof. dr. ing. B. HOROVITZ | – Institutul politehnic – Timișoara

Conf. dr. ing. F. KOVACS – Institutul politehnic – Timișoara

Angrenajele cilindrice din oțel reprezintă mecanismele cu cea mai largă utilizare în construcția de mașini. Acest fapt justifică interesul pe care cercetătorii îl manifestă de mai bine de un veac pentru studierea celor mai variate aspecte ale funcționării acestora.

În condițiile actuale de dezvoltare a industriei construcțiilor de mașini caracterizată prin reducerea dimensiunilor organelor respective, prin creșterea solicitării acestora și mărirea vitezelor de funcționare, au devenit preponderente problemele de durabilitate și, în mod deosebit, cele legate de durabilitatea flancurilor. Un număr mare de lucrări au fost elaborate în ultimele decenii în probleme privind îmbunătățirea geometriei danturii, mărirea capacității portante, ungerea flancurilor, influența preciziei de prelucrare asupra durabilității angrenajelor etc.

Dezvoltarea industriei constructoare de mașini în patria noastră a impus necesitatea efectuării în țară a unor cercetări originale care să permită modernizarea proiectării angrenajelor, determinarea unor cifre caracteristice ale oțelurilor fabricate în România și utilizate la fabricația roților dințate etc.

În acest cadru, Catedra de organe de mașini și mecanisme a Institutului politehnic-Timișoara și-a axat una din liniile sale de cercetare pe studiul unor probleme legate de proiectarea și încercarea angrenajelor cilindrice din oțel.

În articolul de față se prezintă în mod succint unele rezultate privind teoria și calculul roților dințate cilindrice din oțel.

Metode noi pentru calculul angrenajelor. La proiectarea angrenajelor sînt utilizate numeroase relații, dintre care unele de mare complexitate. Folosirea nomogramelor pentru efectuarea calculelor numerice aferente acestor relații poate fi deosebit de avantajoasă, rezultatele obținîndu-se rapid și cu o precizie suficientă pentru scopuri inginerești, permițînd totodată alegerea soluției optime.

Au fost elaborate metode nomografice pentru calculul geometric și de rezistență a roților dințate cilindrice cu dinți drepți [5], [6] și cu dinți înclinați [7].

Nomogramele prezentate permit determinarea unghiului de angrenare în secțiunea frontală, calculul coeficientului de creștere a distanței între axe, a gradului de acoperire, a razelor de curbură în punctul de intrare și de ieșire din angrenare, calculul mărimilor principale care definesc dantura punînd condiția ca aceasta să reziste la încovoiere sau la solicitarea de contact.

Se cunoaște faptul că angrenajele la care alunecările specifice ale flancurilor la intrare și ieșire din angrenare sînt egalizate prezintă o rezistență mărită la gripare și la uzură abrazivă.

Pentru determinarea pe cale grafică a condiției de egalizare a alunecărilor, se consideră schema angrenării din figura 1.

Condiția egalității alunecărilor specifice este îndeplinită dacă între segmentele măsurate pe linia de angrenare există corelația :

$$\frac{1-\dfrac{PS_1}{PK_2}}{\dfrac{PS_1}{PK_2}} = i\,\frac{1-\dfrac{PS_2}{PK_1}}{\dfrac{PS_2}{PK_1}}. \qquad (1)$$

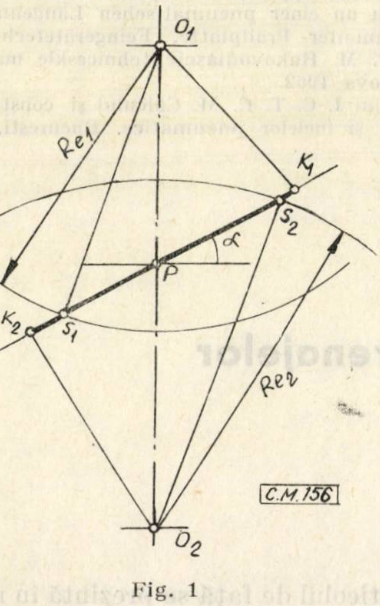


Fig. 1

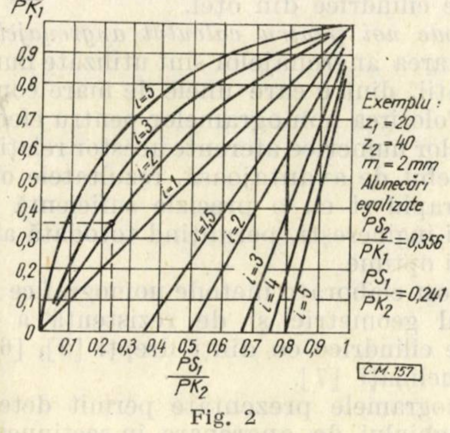


Fig. 2

În figura 2 s-a prezentat o nomogramă care exprimă relația (1). Alegînd un punct pe curba corespunzătoare unui anumit raport de transmitere i, pozițiile punctelor S_1 și S_2 pe linia de angrenare este definită astfel încît alunecările specifice să fie egalizate.

În aceeași nomogramă s-a trasat o familie de curbe care reprezintă relația :

$$\left(1-\frac{PS_1}{PK_2}\right)\cdot\left(1+i\frac{PS_1}{PK_2}\right)=\left(1-\frac{PS_2}{PK_1}\right)\cdot$$
$$\cdot\left(1+i\frac{PS_2}{PK_1}\right), \qquad (2)$$

aceasta fiind condiția egalității presiunilor pe flancuri la intrare și ieșire din angrenare. Egalizarea presiunilor pe flancurile dinților la intrare și ieșire din angrenare asigură menținerea filmului de ulei în tot timpul angrenării, în condițiile unor sarcini mari pe dinte. Se observă că nu se pot realiza simultan alunecări și presiuni egalizate, decît în cazul angrenajelor cu raport de transmitere $i = 1$ [8], [9].

Natura solicitării în funcție de care se dimensionează angrenajele din oțel [10], [11]. Deoarece dintele este supus la două solicitări principale distincte (rădăcina dintelui la încovoiere și flancul dintelui la presiune de contact) se pune problema solicitării hotărîtoare la care urmează să fie dimensionată roata dințată, pentru a evita tatonări inutile. Pe de altă parte, se mai pune problema condiției de rezistență la limită la ambele solicitări, căci aceasta permite o folosire economică a materialului. Într-adevăr, este inutil ca dinții să aibă o rezistență mare la presiunea de contact dacă rezistența la încovoiere a rădăcinii dintelui este redusă, dimensionarea roții trebuind să fie efectuată în această ultimă ipoteză. Același raționament este valabil și pentru cazul contrar.

Pentru a stabili condiția ca materialul roții să fie solicitat la limită la ambele solicitări, se introduce noțiunea de număr critic de dinți, corespunzător unei roți dințate executate dintr-un anumit material, cu o anumită deplasare de profil și lucrînd cu un anumit raport de transmitere.

Numărul critic de dinți ai unei roți dințate este valoarea la care se poate atinge în dinții roții respective solicitarea limită, atît la încovoiere cît și la presiunea de contact. El rezultă din compunerea relațiilor de calcul utilizate la calculul roților dințate pe baza celor două solicitări :

$$m=\frac{10^5}{z_1\,\sigma_{ak}}\sqrt{\frac{1{,}2\,KP\,(i\pm1)}{n_1\,B\,i\,\mathrm{tg}\,\alpha_r}}\,;$$
$$m=100\sqrt{\frac{48{,}5\,KP}{z_i\,n_1\,y_1\,B\sigma_{ai}}}. \qquad (3)$$

Din egalarea celor două relații rezultă :

$$\frac{z_{1cr}}{y_1}=2{,}5\cdot10^4\,\frac{i\pm1}{i}\cdot\frac{1}{\mathrm{tg}\,\alpha_r}\cdot\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{ak}^2}. \qquad (4)$$

La angrenaje zero și zero deplasate ($\alpha_r = \alpha_0 = 20^0$) :

$$\frac{z_{1cr}}{y_1}=6{,}8\cdot10^4\,\frac{i\pm1}{i}\,\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{ak}^2}. \qquad (5)$$

În funcție de raportul $\frac{z_{1cr}}{y_1}$ calculat, din figura 3 se citește valoarea lui z_{1cr}.

În relațiile de mai sus, notațiile utilizate sînt cele standardizate [1], [2].

Dacă $z_1 = z_{1cr}$, dimensionarea roții dințate poate fi efectuată la oricare dintre cele două solicitări; dacă $z_1 > z_{1_{cr}}$, calculul roții se face numai la încovoiere, iar dacă $z_1 < z_{1_{cr}}$, calculul se efectuează la presiune de contact.

Prin aplicarea acestei metode se obțin pinioane cu numere relativ mari de dinți în cazul folosirii oțelurilor îmbunătățite și cu numere mici de dinți, în cazul oțelurilor călite.

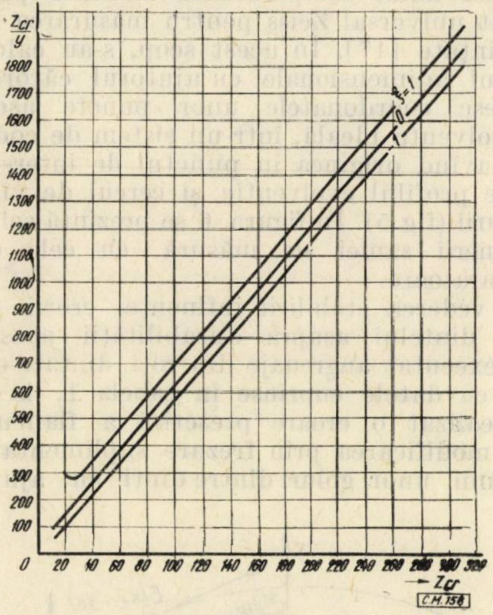


Fig. 3

Corelația dintre unele caracteristici geometrice ale danturilor și durabilitatea flancurilor acestora. S-a studiat modul în care anumite date geometrice teoretice și reale ale danturii influențează rezistența flancurilor dinților la pitting.

Prin date geometrice teoretice se înțeleg dimensiunile nominale rezultate din proiectarea angrenajului, iar prin date geometrice reale, cele ale angrenajului executat. Datele geometrice reale diferă de cele teoretice prin erori. Limitele acestor erori se prescriu la proiectare prin toleranțe.

Se cunoaște dependența rezistenței flancurilor dinților de modul, număr de dinți, lățimea danturii, unghi de înclinare și de unghi de presiune pe flancul sculei.

În ceea ce privește corelația dintre erorile de execuție și rezistența flancurilor dinților la pitting, s-au întreprins cercetări bazate pe următorul principiu: epruvetele-roți dințate încercate au fost executate în conformitate cu o clasă de precizie uzuală la construcția de mașini (de exemplu clasa a 7-a), una dintre dimensiuni fiind executată astfel încît eroarea să depășească toleranțele clasei admise. Încercînd un asemenea angrenaj, se pune în evidență influența erorii respective asupra durabilității flancurilor.

În vederea interpretării rezultatelor încercărilor făcute, au fost elaborate considerații teoretice legate de rolul liniei de angrenare în generarea profilelor dinților, funcționarea unor angrenaje ale căror profile nu respectă legea angrenării, corelațiile dintre diferite categorii de erori ale danturii.

Deplasarea danturii permite realizarea unor danturi avînd același modul și număr de dinți, dar cu forme diferite ale secțiunii dintelui, deci și cu diferite grosimi ale dintelui pe cercul de divizare. Ca urmare, solicitările la încovoiere care apar în stratul superficial al flancului dintelui, la aceeași sarcină transmisă de angrenaj, vor fi diferite în funcție de coeficienții de deplasare folosiți. S-au efectuat cercetări teoretice [11] și experimentale [12] pentru a pune în evidență influența valorii tensiunii normale care apare din cauza încovoierii pe linia polilor asupra evoluției fenomenului de pitting.

Pentru a pune în evidență fenomenul din punct de vedere experimental, s-au executat roți dințate-epruvetă din OLC-45 cu duritatea HB = 214...221, la care s-a îndepărtat material din flancurile omologe ale dinților, astfel încît s-au obținut, la fiecare epruvetă, diferite grosimi ale dinților pe cercul de divizare. Angrenînd roțile dințate-epruvete pe flancurile nedeteriorate, cu sarcini identice, se pot menține aceleași variații ale presiunii pe flancuri la toate angrenajele, modificîndu-se doar tensiunea normală în stratul superficial al flancurilor. Pe această cale, s-a putut pune în evidență influența grosimii dintelui pe cercul de divizare asupra rezistenței la pitting.

În tabela 1 sînt redate datele generale ale angrenajelor încercate, iar în tabela 2, modificările cauzate epruvetelor-roți dințate de prelucrarea suplimentară amintită mai sus.

Tabela 1

$z_1 = z_2 = 39$	$\xi_1 = \xi_2 = 0$
m = 3 mm	$\alpha_0 = 20°$
	$f_0 = 1$
B = 10 mm	$w_0 = 0{,}25$

Tabela 2

Roata nr.	Grosimea dintelui pe cercul de divizare $-S_d$ mm	Efortul unitar normal maxim în zona polului pentru σ_0=16,5 daN/mm²
6	3,1 −3,18	1,03
2	3,18−3,24	0,99
7	4,06−4,18	0,48
8	4,71−4,711	0,30

În figura 4 este redat rezultatul încercărilor sub forma unei curbe Wöhler, în abscisă figurînd numărul de cicluri de solicitări, iar în ordonată raportul $\frac{\sigma'}{\sigma}$ dintre tensiunile normale pe linia polilor la epruvete cu dinți „slăbiți" și aceeași mărime pentru epruvete cu dinți normali. S-a considerat ca moment al începerii fenomenului de pitting progresiv, apariția unui număr de 50 ciupituri repartizate uniform pe toți dinții celor două roți dințate-epruvete.

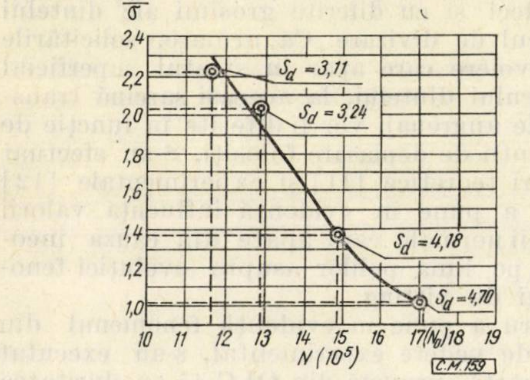


Fig. 4

Reducerea rezistenței la pitting a flancurilor roților-epruvetă încercate se datorește grăbirii formării microfisurilor din cauza modificării defavorabile a ciclului de solicitare a materialului din apropierea suprafeței flancurilor dinților și adîncirea și „deschiderea" microfisurilor pe piciorul dinților roților conduse, ceea ce înlesnește pătrunderea uleiului în acestea. În lucrarea amintită [12] se arată modul în care concluziile de mai sus pot fi folosite la dimensionarea roților dințate.

Cercetările efectuate au deschis posibilitatea măririi capacității portante a flancului dintelui prin creșterea rigidității sale la încovoiere.

Profilele conjugate a două roți dințate cilindrice pot fi definite alegîndu-se linia de angrenare și legea de mișcare a punctului de contact pe această linie [13]. Pornind de la această observație, există posibilitatea determinării mișcării reale a elementelor care compun un angrenaj care se abate de la cel evolventic [14].

Pe baza măsurărilor efectuate asupra unor roți dințate executate la uzinele Înfrățirea —Oradea, s-a stabilit că eroarea preponderentă este cea a profilului dintelui. Datele obținute au permis să se tragă anumite concluzii cu privire la mărimea erorii unghiului de angrenare (mărime nestandardizată) și asupra funcționării unor angrenaje care prezintă o asemenea eroare [14], [15]. S-au stabilit, de asemenea corelațiile existente între toleranțele erorii ciclice T_{c1} și toleranțele erorii de flanc T_{fp} [16], aducîndu-se pe această cale unele corecturi STAS-ului 6273-60.

Cercetările au subliniat importanța erorii flancului dintelui pentru durabilitatea flancurilor. Cum numeroase întreprinderi care fabrică sau montează mașini în componența cărora intră angrenaje cu roți cilindrice cu dinți drepți nu au posibilitatea de a verifica profilele flancurilor dinților cu ajutorul evolventmetrelor, s-a elaborat o metodă simplă de determinare a erorii flancului dintelui, folosind două comparatoare montate pe un aparat universal Zeiss pentru măsurarea roților dințate [17]. În acest scop, s-au calculat mărimi adimensionale cu ajutorul cărora se definesc coordonatele unor puncte așezate pe evolventa ideală, într-un sistem de coordonate avînd originea în punctul de intersecție dintre profilul evolventic și cercul de vîrf al danturii (fig 5). În figura 6 se prezintă schema dispunerii saniei de măsură cu cele două comparatoare.

În vederea stabilirii influenței erorii flancului dintelui asupra durabilității acestuia, s-au executat angrenaje din roți dințate-epruvetă cu datele cuprinse în tabela 1, la care s-a realizat o eroare prescrisă a flancurilor prin modificarea prin frezare suplimentară a secțiunii unor goluri dintre dinți cu ajutorul unor freze disc corespunzătoare unor numere de dinți diferite decît numărul de dinți al epruvetei. În tabela 3 apar datele unor roți dințate-epruvetă executate pe această cale. În figura

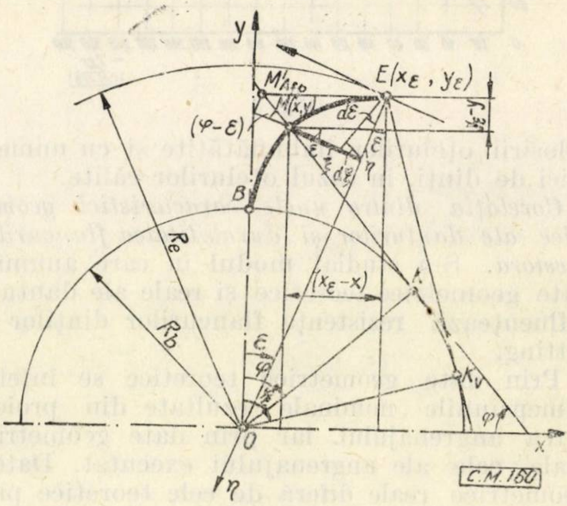


Fig. 5

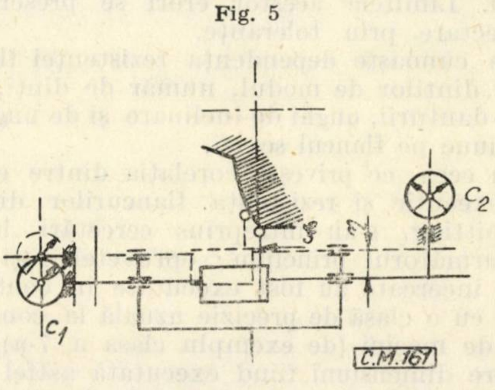


Fig. 6

7 se prezintă schema prelucrării suplimentare prin frezare a danturii epruvetelor.

Tabela 3

Nr. roţii	Numărul frezei -disc	Eroarea de flanc obţinută E_{fp}, μm
01—02	5	150
01—03	5 ½	65
01—04	6 ½	96
01—05	—	0
01—06	—	0
01—07	—	0

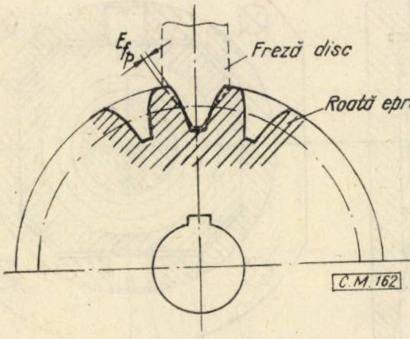


Fig. 7

Profilele obţinute au fost verificate la un profil-proiector Zeiss, prin compararea lor cu un profil teoretic, eroarea de flanc determinîndu-se prin măsurători efectuate pe imaginea dintelui mărită de 50 de ori.

Epruvetele-roţi dinţate au fost montate în standul cu circuit închis SRD-IPT 2, descris în lucrarea [18]. Distrugerea epruvetelor s-a produs din cauza sarcinilor dinamice suplimentare, datorite erorilor flancurilor în angrenare. În tabela 4 sînt prezentate datele angrenajelor încercate, solicitarea „statică" σ_k pe linia polilor şi numărul de cicluri de funcţionare pînă la distrugerea danturii.

Tabela 4

Angrenajul	σ_k [daN/mm²]	Numărul de cicluri de solicitare pînă la distrugere N
01 — 02 + 01 — 05	40	$0{,}8 \cdot 10^6$
01 — 04 + 01 — 06	20	$0{,}9 \cdot 10^6$
01 — 03 + 01 — 07	0	$0{,}75 \cdot 10^6$

Un alt grup de încercări s-a referit la stabilirea influenţei erorii pasului de bază al danturii asupra rezistenţei dinţilor.

În tabela 5 sînt prezentate datele epruvetelor-roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi folosite. Pentru realizarea unor erori de pas prescrise, s-au rectificat suplimentar unele flancuri, aşa cum se arată în figura 8.

Pe standul în circuit închis SRD-IPT 2 [12] au fost executate încercări la pitting cu angrenaje formate din roţi dinţate la care s-a realizat o anumită valoare prescrisă a erorii pasului de bază [19].

Tabela 5

Numărul de dinţi	z	39
Modulul	m	3
Cremaliera de referinţă	—	20°—1—0,25
Deplasarea specifică a profilului	ξ	0
Clasa de precizie şi jocul	—	7-JC
Diametrul de divizare	D_d	117
Înălţimea dintelui (informativ)	h	6,75
Lungimea peste 5 dinţi	L_5	$4{,}15\ {}^{-0{,}125}_{-0{,}187}$
Roata conjugată: numărul desenului		
Roata conjugată: numărul de dinţi	z	39
Roata conjugată: depl. specifică a profilului	ξ	0
Distanţa dintre axe	A	117±0,090
Toleranţa variaţiei lungimii peste dinţi	T_vL_n	0,030
Toleranţa variaţiei distanţei de măsurat dintre axe la o rotaţie	T_vAm	0,018
Toleranţa variaţiei distanţei de măsurat dintre axe la rotaţia cu un dinte	T_vAm_1	0,018
Pata de contact		
— pe lungimea dintelui		60 %
— pe înălţimea dintelui		45 %

$\Delta p_b = 64\ \mu m,\ 95\ \mu m,\ 135\ \mu m$

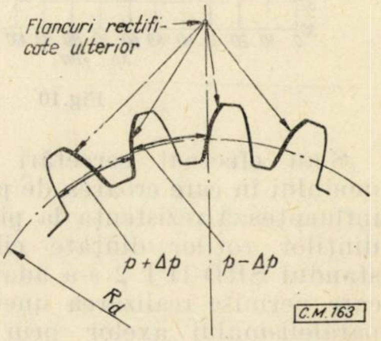


Fig. 8

În figura 9 se prezintă curbele Wöhler obţinute pentru diferite erori ale pasului de bază. În figura 10 este arătată dependenţa dintre rezistenţa flancurilor în condiţiile durabilităţii nelimitate şi eroarea pasului de bază.

S-au studiat, cu ajutorul unui model mecanic, solicitările de contact dinamice suplimentare, cauzate de angrenarea roţilor cu eroare a pasului de bază.

S-a putut arăta că scăderea rezistenţei la pitting a flancurilor dinţilor epruvetelor-roţi dinţate încercate este explicabilă prin existenţa acestor solicitări de contact dinamice şi prin faptul că la intrarea în angrenare a unui flanc care se găseşte la distanţa $p_b - \Delta p_b$, măsurată pe cercul de bază, de flancul anterior, se produce un contact suplimentar între flancuri, în afara liniei de angrenare, care contribuie mult la deteriorarea flancului în zona imediat apropiată de linia polilor.

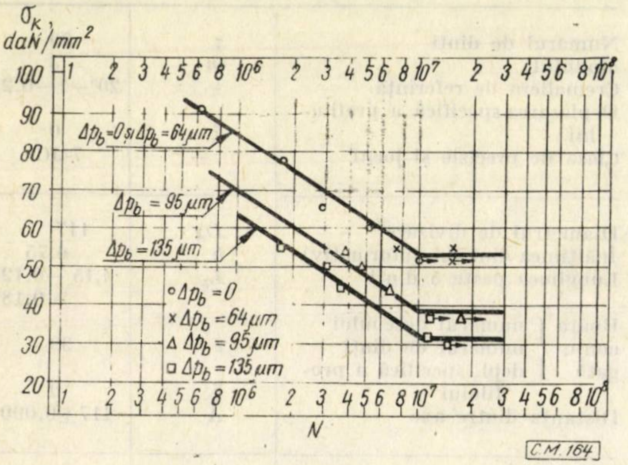


Fig. 9

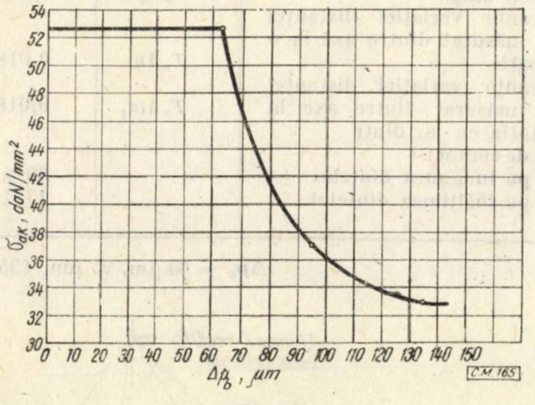


Fig.10

S-au efectuat cercetări pentru stabilirea modului în care eroarea de paralelism a axelor influenţează rezistenţa la pitting a flancurilor dinţilor roţilor dinţate cilindrice [20]. La standul SRD-IPT 2 s-a adaptat un dispozitiv care permite realizarea unei erori prescrise a paralelismului axelor prin deplasarea unui lagăr pe rulmenţi cu ajutorul unor şuruburi micrometrice (fig. 11).

Au fost încercate roţile dinţate-epruvete cu datele prezentate în tabelele 5 şi 6, realizîndu-se diferite erori ale paralelismului axelor. În figura 12 sînt redate sub forma unor curbe Wöhler, rezultatele încercărilor la pitting efectuate în condiţiile folosirii unor roţi dinţate-epruvete din OLC 45 normalizat, respectiv îmbunătăţit şi cu diferite erori de paralelism ale axelor.

Tabela 6

Epruveta	E_2	E_6	E_8	E_{12}	E_1	E_3	E_7	E_9
Calitatea oţelului	OCL45-normalizat				OCL45-îmbunătăţit			
Duritatea HB	168	165	162	167	185	188	190	182

În cadrul experienţelor efectuate s-a urmărit, pe lîngă creşterea numărului de ciupituri cu numărul de cicluri de solicitare, şi variaţia petei de contact în timp. Pornind de la cunoaşterea mărimii petei de contact în diferite variante, s-a stabilit variaţia solicitării de contact reale pe flancul dintelui în zona liniei polilor şi s-a găsit explicaţia modului în care eroarea de paralelism a axelor angrenajului influenţează rezistenţa la pitting a flancurilor. S-a arătat de asemenea că prin rodajul unui angrenaj cu eroare de paralelism a axelor nu se poate mări durabilitatea flancurilor acestuia.

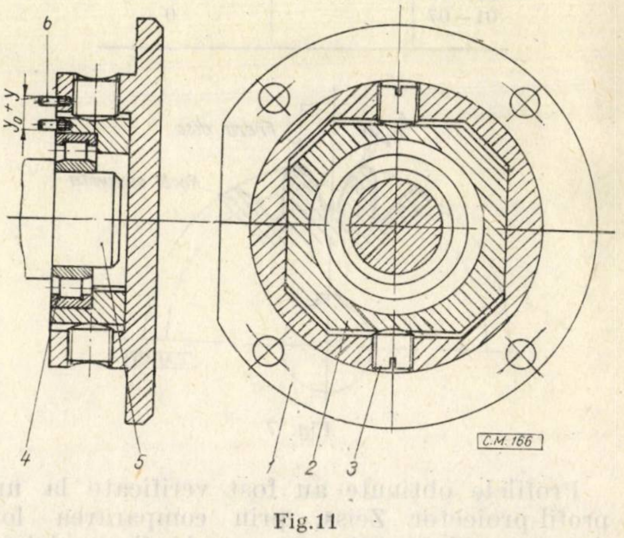


Fig.11

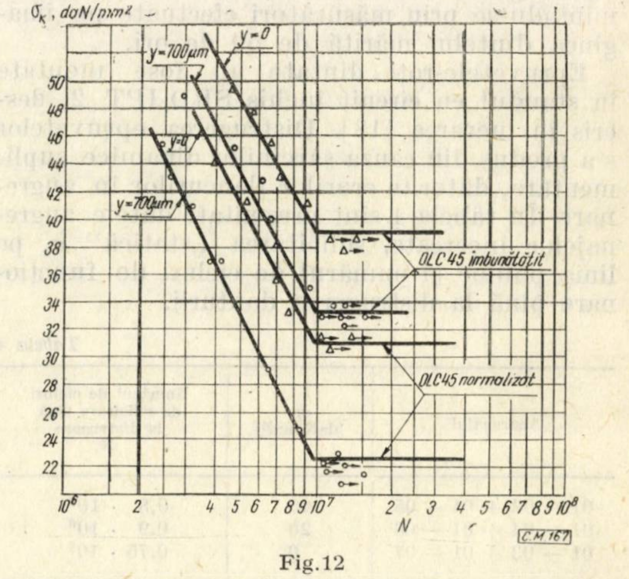


Fig.12

Concluzii. Studiul angrenajelor constituie una din liniile de cercetare fundamentale ale

Catedrei de organe de maşini şi mecanisme din Institutul politehnic – Timişoara. Lucrările efectuate au contribuit la elucidarea unor aspecte teoretice privind influenţa unor factori asupra durabilităţii angrenajelor cilindrice din oţel. În acelaşi timp, o mare parte a încercărilor efectuate au fost întreprinse pe baza unor convenţii sau alte forme de colaborare cu uzinele mecanice din Timişoara, Strungul – Arad, Înfrăţirea – Oradea, Unirea – Cluj, U.C.M. – Reşiţa, I.C.T.C.M. – Bucureşti etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Horovitz, B.* Angrenaje cilindrice. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

[2] *Horovitz, B.* Reductoare şi variatoare de turaţie. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[3] *Horovitz, B.* Organe de maşini. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

[4] *Kovacs, Fr.* Teoria mecanismelor şi maşinilor. Cinematica şi geometria roţilor dinţate. Litografia I.P.T., 1963.

[5] *Horovitz, B., Kovacs, Fr.* Contribuţii la elaborarea unei metode nomografice de calcul a angrenajelor cu roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T., tom 3 (17), 1958.

[6] *Horovitz, B.* Angrenaje corijate. În : Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 4, 1958.

[7] *Horovitz, B., Kovacs, Fr. Vîlceanu, N.* Contribuţii la o metodă nomografică de calcul a roţilor dinţate cilindrice. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T., tom 7 (11), fasc. I, 1962.

[8] *Kovacs, Fr.* Contribuţii la calculul geometric al profilelor de dinţi, la roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T., tom. 2 (16), 1957.

[9] *Kovacs, Fr., Horovitz, B.* Contribuţii la calculul geometric al roţilor dinţate corijate, egalizarea alunecărilor. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T., tom 4 (18), 1959.

[10] *Horovitz, B.* Cu privire la calculul roţilor dinţate. În : Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 10, 1959.

[11] *Horovitz, B.* Contribuţie la stabilirea unor criterii de alegere a materialelor pentru construcţia roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. În : Studii şi cercetări – ştiinţe tehnice, tom 4, nr. 1–2, 1957.

[12] *Kovacs, Fr., Horovitz, B., Müller, A. Crudu, M., Perju, D., Micşa, I.* Încercări în vederea stabilirii influenţei solicitării la încovoiere a dintelui asupra fenomenului de pitting, la roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T., tom 10 (24), fasc. 1, 1965.

[13] *Kovacs, Fr.* Contribuţie la definirea profilelor roţilor dinţate cu ajutorul liniei de angrenare. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T., tom 8 (22), fasc. 2, 1963.

[14] *Kovacs, Fr., Horovitz, B.* Contribuţii la studiul funcţionării angrenajelor ale căror profile de dinţi nu satisfac legea angrenării. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T., tom 6 (20), fasc. 2, 1961.

[15] *Kovacs, Fr., Horovitz, B., Dreucean, A., Bagiu, L., Sporea, I.* Unele concluzii asupra măsurării profilelor în evolventă ale roţilor dinţate ale maşinilor-unelte fabricate la Uzinele Înfrăţirea-Oradea. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T. tom 7(22), fasc. 2, 1962.

[16] *Kovacs, Fr., Perju, D., Crudu, M., Müller. A.* Asupra unor corelaţii între toleranţele roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T., tom 9 (23), fasc. 2, 1964.

[17] *Kovacs, Fr., Bagiu, L., Sporea, I.* O nouă metodă pentru măsurarea profilelor evolventice ale flancurilor dinţilor roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T. tom 10 (24), fasc. 1, 1965.

[18] *Horovitz, B., Kovacs, Fr.* Cercetări experimentale asupra angrenajelor. În : Construcţia de Maşini 18, nr. 6–7, 1966.

[19] *Kovacs, Fr., Perju, D., Crudu, M., Bogoevici, Gh.* Încercări privind stabilirea influenţei erorii pasului de bază a danturii asupra rezistenţei la pitting a flancurilor roţilor dinţate cilindrice din oţel. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T., tom 13 (27), fasc. 1, 1968.

[20] *Kovacs, Fr., Perju, D., Bogoevici, Gh.* Influenţa erorii de paralelism asupra rezistenţei flancurilor dinţilor roţilor dinţate cilindrice din oţel la solicitări de contact. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. T., tom 14 (27), 1969.

CZ 62.231.3;621.855;534.1.08

Măsurarea preciziei dinamice a lanţului cinematic de rulare cu ajutorul traductorilor seismici pentru vibraţii torsionale

Ing. Constantin MINCIU – Institutul politehnic – Bucureşti

Lanţul cinematic de rulare este un lanţ cinematic închis. Caracteristica principală a acestor lanţuri o constituie ceea ce se cheamă *condiţia de rigidizare cinematică*, care nu este altceva decît raportul de transfer al mecanismului fictiv care închide lanţul cinematic de rulare. Acest mecanism fictiv este format din sculă şi piesă [1].

După cum s-a arătat [2], [3], [4], datorită unor cauze cinematice şi dinamice condiţia de rigidizare cinematică a lanţului cinematic de rulare nu-şi mai păstrează valoarea constantă, care în cazul de faţă trebuie să fie egală cu unitatea. Abaterea de la această valoare are repercusiuni importante asupra preciziei de execuţie prin rulare a profilului roţilor dinţate [2], [3].

Precizia unui lanţ cinematic reprezintă constanţa cu care acesta transmite mişcarea, adică constanţa raportului de transfer al său. Dacă această transmitere a mişcării are loc în sarcină, atunci această precizie capătă denumirea de precizie dinamică a lanţului cinematic (spre deosebire de cea cinematică la care nu se ţine seamă de eforturile ce apar în timpul funcţionării acestuia).

A măsura precizia dinamică a lanţului cinematic de rulare înseamnă a determina inconstanţa raportului său de transfer, adică inconstanţa condiţiei de rigidizare cinematică cînd lanţul cinematic este supus sarcinilor de aşchiere.

Măsurarea preciziei dinamice este elocventă în a caracteriza precizia unei maşini-unelte. În cazul prelucrării roţilor dinţate prin rulare, spre exemplu, a măsura (a verifica) produsul realizat nu înseamnă a face o caracterizare calitativă şi cantitativă a preciziei maşinii-unelte. Acest lucru se datoreşte faptului că la această măsurare nu pot fi eliminate influenţele (erorile) pe care le introduc scula şi tehnologia de fabricaţie.

De asemenea, nu se poate spune că o maşină-unealtă, a cărei precizie cinematică este bună, va avea şi o precizie dinamică bună (cel mult o poate influenţa într-o oarecare măsură). Putem afirma aceasta deoarece la precizia dinamică mai concură şi alţi doi factori foarte importanţi : rigiditatea la torsiune şi rezistenţa la vibraţii a lanţului cinematic. Din cele de mai sus se poate vedea cît de important este a putea măsura precizia dinamică a lanţului cinematic de rulare la maşinile de prelucrat roţi dinţate.

Determinarea pe cale experimentală a preciziei dinamice a acestui lanţ cinematic a reprezentat o problemă de care cercetătorii s-au ocupat foarte puţin şi doar în ultimul timp.

În [2], [3], [4] s-a încercat să se răspundă la problema influenţei pe care o are alunecarea, ce apare între bază şi rulantă, la prelucrarea prin rulare a roţilor dinţate. Este cunoscut că între mişcările planelor bazei şi al rulantei este necesar să existe o legătură în aşa fel încît să se realizeze condiţiile de rulare. Cele două plane formează mecanismul fictiv : planul bazei este solidar cu piesa ce se prelucrează, iar planul rulantei este solidar cu profilul generator al sculei. Orice abatere de la mişcările teoretice ale acestor două plane introduce abateri de la evolventa teoretică a profilului dintelui ce se prelucrează [2]. Aceste mişcări suplimentare care se suprapun peste mişcările teoretice se datoresc unor cauze cinematice şi dinamice.

Din figura 1 se poate observa cum peste mişcările teoretice ω_{OS} şi ω_{OP} se suprapun mişcările ω_{fS} şi ω_{fP} (în figură au fost reprezentate prelucrarea cu freză melc şi cea cu cuţit roată).

Mişcările ω_{fS} şi ω_{fP} sînt mişcări datorate unor vibraţii forţate care apar din cauza procesului de aşchiere variabil ce întreţine vibraţia forţată la cele două axe : sculă şi piesă. Din cercetările efectuate s-a putut constata că procesul de aşchiere constituie cauza principală care face ca condiţia de rigidizare cinematică a lanţului cinematic de rulare să nu-şi păstreze valoarea egală cu 1, deci să nu se mai producă rularea pe cercul de bază teoretic.

Influenţele acestor alunecări de formă armonică (datorate vibraţiilor forţate) au fost studiate în lucrarea [3].

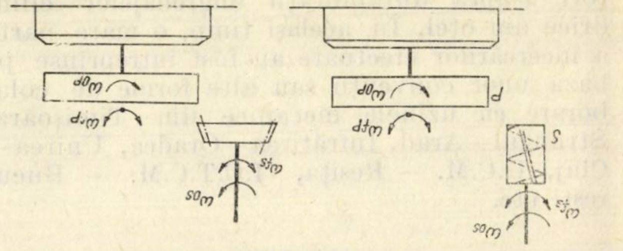


Fig. 1

Mişcările celor două plane (care conţin baza şi rulanta) sînt variabile în timp după legile de mai jos :

$$\bar{v}_R = v_{OR} + A_v \sin \beta t$$

$$\bar{\omega}_B = \omega_{OB} + A_\omega \sin (\beta t + \varphi) \qquad (1)$$

în care :

$\bar{v}_R$ reprezintă viteza de translaţie a planului rulantei ;

$\bar{\omega}_B$ — viteza unghiulară de rotaţie a planului bazei ;

A_v, A_ω — amplitudinile mişcărilor oscilatorii ;

β — pulsaţia mişcării care este egală cu pulsaţia aşchierii (sau a forţelor de aşchiere) ;

φ — defazajul între cele două mişcări.

Cunoscînd aceste mişcări se poate determina care este precizia dinamică a lanţului cinematic de rulare prin determinarea razei cercului de bază a cărei mărime este legată intim de raportul de transfer al lanţului cinematic de rulare, deci de precizia lanţului cinematic :

$$R_b = \frac{\bar{v}_R}{\bar{\omega}_B} = f(t). \qquad (2)$$

Mişcările celor două plane nu pot fi privite separat ci numai în legătură una cu alta. A le lua în considerare separat înseamnă a nu putea determina influenţa acestora asupra preciziei de prelucrare.

Lucrarea de faţă are ca scop să arate rezultatele măsurătorilor vibraţiilor torsionale de la axul piesei şi al sculei, adică ale elementelor mecanismului fictiv, măsurători ce au fost executate la Catedra de maşini-unelte şi scule, sub conducerea prof. dr. ing. E. Botez.

Proiectarea aparaturii de măsurare. Fenomenele de cercetat au un caracter dinamic, ele reprezentîud mişcări vibratorii suprapuse peste mişcări constante.

Aparatele care vor determina deplasările parazite dintre cele două elemente ale mecanismului fictiv vor fi de tipul traductorilor seismici pentru măsurarea vibrațiilor.

O problemă, nu chiar atît de minoră, a fost alegerea lanțului cinematic de rulare asupra căruia trebuia să se facă măsurătorile. Pentru aceasta s-a ales lanțul cinematic de rulare al unei mașini de frezat roți dințate cu freză melc de proveniență autohtonă, mașina FD 320.

Cei doi traductori ce au fost proiectați sînt de tipul celor seismici pentru vibrații torsionale.

Schema de principiu a unui astfel de traductor este cea reprezentată în figura 2. Masa seismică este formată de discul de rază R, iar elementul elastic este reprezentat de resortul cu caracteristica K.

Din teoria traductorilor seismici [5], [6] pentru măsurarea amplitudinilor se știe că este necesar ca frecvența proprie a aparatului să fie foarte scăzută (în comparație cu cea a fenomenului de studiat), în caz contrar aparatul se transformă în accelerometru. Condiția ca aparatul să fie un captor vibrometric este ca $\frac{\beta}{p} \gg 1$, în care β reprezintă pulsația fenomenului, iar „p" reprezintă pulsația proprie a aparatului. În cazul de față

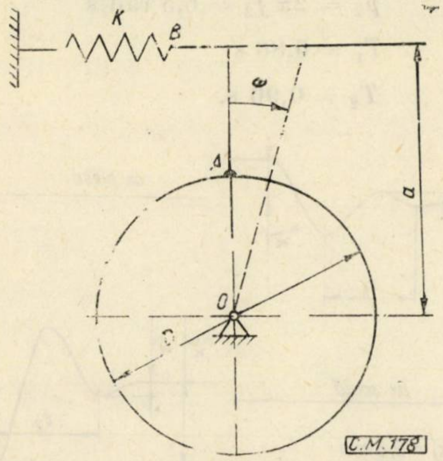


Fig. 2

$$\beta = 2\pi \frac{n_f \cdot z_f}{60}, \text{ rad/s} \tag{3}$$

în care n_f reprezintă turația frezei, iar z_f — numărul de dinți.

Pentru cazurile obișnuite de frezări cu freză melc, o pulsație $\beta = 62{,}8$ rad/s (care corespunde la o frecvență de frezare $f = 10$ Hz) poate fi considerată o valoare limită inferioară. Pentru a îndeplini condiția impusă mai sus, este necesar ca frecvența proprie a traductorului seismic să nu depășească valoarea de (1,5 — 2) Hz, ceea ce corespunde unei pulsații proprii $p = 9{,}5$ — 12,56 rad/s.

Această frecvență proprie are valori relativ mici. Din acest motiv masa seismică va fi relativ mare, iar elementul elastic va fi foarte slab.

S-au încercat mai multe variante în ceea ce privește alegerea dimensiunilor masei seismice și a caracteristicilor resortului și astfel s-a ales ca masă seismică un disc de oțel cu diametrul $D = 130$ mm și înălțimea h $= 60$ mm. Momentul de inerție J al acestui disc

$$J = \frac{mD^2}{8} = \frac{\rho\pi\, D^4\, h}{32} = 0{,}0133 \text{ kgm}^2.$$

Ținînd seamă de schema din figura 2, ecuația diferențială a mișcării este :

$$J\ddot{\varphi} = -K\, a^2\, \varphi \tag{4}$$

de unde rezultă pulsația proprie a aparatului :

$$p = \sqrt{\frac{Ka^2}{J}} = \frac{a}{R}\sqrt{\frac{2K}{m}}, \tag{5}$$

iar valoarea constantei elastice K va fi :

$$K = \frac{m \cdot R^2 \cdot p^2}{2\, a^2}. \tag{6}$$

Alegîndu-se constructiv cota $a = 85$ mm, $p = 10$ rad/s, valoarea necesară a constantei elastice este :

$$K = 185 \text{ N/m} \cong 0{,}185 \text{ kgf/cm}.$$

Se vede că resortul are o caracteristică foarte scăzută. Pentru a realiza această valoare a fost aleasă o lamă elastică din oțel de arc cu lungimea $2\,a = 170$ mm, lățimea $b = 10$ mm și grosimea $s = 0{,}3$ mm a cărei caracteristică elastică s-a apropiat de valoarea calculată.

Cu ajutorul acestor elemente, pe baza schemei din figura 2 au fost realizați cei doi traductori seismici care vor măsura deplasările la axele celor două elemente ale mecanismului fictiv.

În figura 3 este reprezentat un traductor seismic în stare demontată.

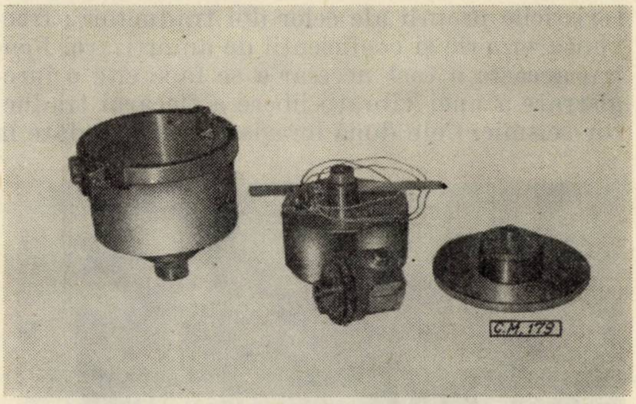


Fig. 3

Carcasa *1* este solidară cu axul frezei (sau al piesei), iar masa seismică *2* va avea față de aceasta mișcarea ideală prin legătura lor cu ajutorul lamelei elastice *3*.

Deplasările relative între cele două elemente se măsoară cu ajutorul traductorilor rezistivi cu fir (mărci tensometrice). Au fost lipite pe lamela elastică cîte două mărci tensometrice legate în semipunte.

Axul frezei avînd o mişcare de rotaţie cu viteză unghiulară relativ mare, semnalul de la cele două mărci tensometrice este cules prin intermediul unui colector de curent rotativ de construcţie Hottinger (reperul *4* din fig. 3). Schema instalaţiei de măsurare este cea reprezentată în figura 4.

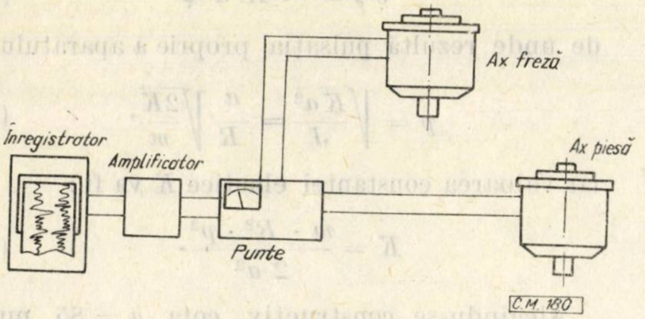


Fig. 4

Semnalele culese de la cei doi traductori seismici sînt culese de o punte, iar apoi prin intermediul unui amplificator sînt înregistrate pe hîrtie cerată. Cele două înregistrări sînt făcute simultan. În instalaţie a fost folosită o punte tensometrică cu patru canale tip RFT (R.D.G.) şi un înregistrator Helco-Scriptor (Hollige — R.F. a Germaniei).

Montarea celor doi traductori seismici şi instalaţia de măsurare este arătată în fotografia din figura 5.

Se poate observa din figura de mai sus poziţiile celor doi traductori montaţi pe cele două axe.

Verificarea şi etalonarea traductorilor seismici. Este necesar a se cunoaşte care sînt caracteristicile proprii ale celor doi traductori : frecvenţa proprie şi coeficienţii de amortizare. Pentru aceasta a fost necesar a se face cîte o înregistrare a unei vibraţii libere a fiecărui traductor seismic. Cele două înregistrări sînt redate în figura 6, în care în diagrama de jos este înregistrată diagrama unei vibraţii libere la axul sculei.

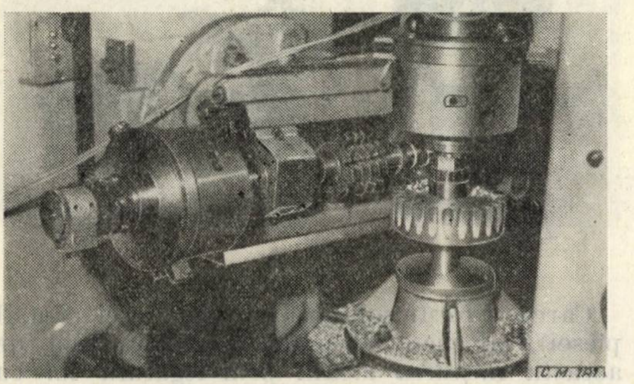


Fig. 5

Corespunzător celor două înregistrări s-au găsit următoarele :

— frecvenţa proprie a traductorului axului piesei

$$f_1 = \frac{t}{t_1} = \frac{25}{21{,}5} = 1{,}16\ \text{Hz}$$

— frecvenţa proprie a traductorului axului sculei

$$f_2 = \frac{t}{t_2} = \frac{25}{24} = 1{,}04\ \text{Hz}.$$

Corespunzător acestora, pulsaţia şi perioada proprie vor fi :

$$p_1 = 2\pi\, f_1 = 7{,}3\ \text{rad/s}$$

$$p_2 = 2\pi\, f_2 = 6{,}5\ \text{rad/s}$$

$$T_1 = 0{,}86\ \text{s}$$

$$T_2 = 0{,}96\ \text{s}.$$

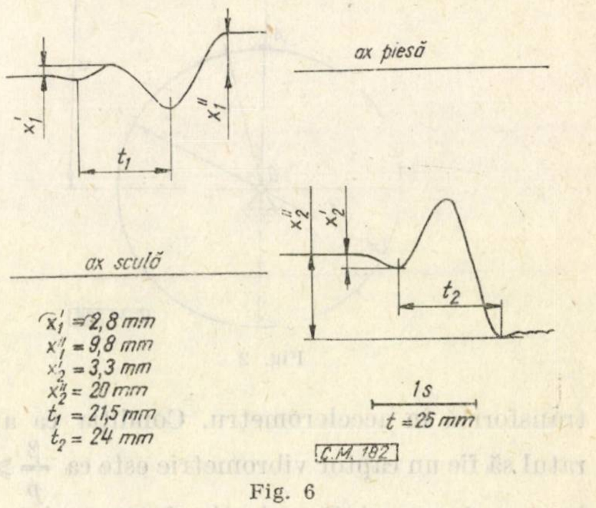


Fig. 6

Se poate vedea că cei doi traductori au frecvenţe proprii apropiate şi mult mai mici ca cele ale fenomenului de studiat.

Coeficienţii de amortizare ai celor doi traductori vor fi :

— axul piesei

$$n_1 = \frac{\delta_1}{T_1} = \frac{\ln \dfrac{x_1''}{x_1'}}{T_1} = \frac{\ln \dfrac{9{,}8}{2{,}8}}{0{,}86} = 1{,}46\ \text{s}^{-1}$$

— axul sculei

$$n_2 = \frac{\delta_2}{T_2} = \frac{\ln \dfrac{x_2''}{x_2'}}{T_2} = \frac{\ln \dfrac{20}{3{,}3}}{0{,}96} = 1{,}88\ \text{s}^{-1}.$$

Pentru ambele cazuri $n \ll p$ ceea ce dovedeşte că amortizarea nu este supărător de mare.

În continuare a fost necesar a se face etalonarea instalaţiei. Pentru aceasta s-a folosit o pîrghie solidară cu masa seismică şi un comparator de microni (fig. 7).

În domeniul etalonării $\pm 5 . 10^3$ μ rad s-a observat o corespondenţă liniară între deplasările unghiulare şi semnalele înregistrate în domeniul static.

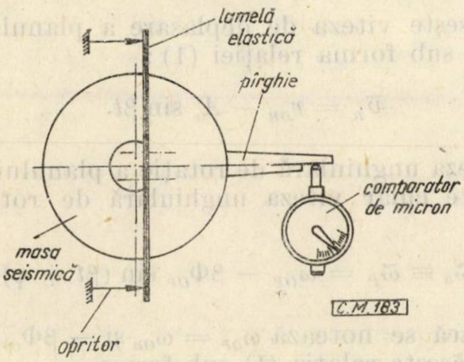


Fig. 7

Măsurarea preciziei dinamice a lanţului cinematic de rulare. S-au făcut înregistrări în gol şi în sarcină. În felul acesta s-a putut măsura şi precizia cinematică a aceluiaşi lanţ cinematic. Au fost ridicate diagrame în sarcină în timp ce se executau roţi dinţate din OLC 45 cu următoarele caracteristici :

— modulul, $m = 3$; 5 mm
— număr de dinţi, $z = 20$; 30 ; 40 ; 50
— avansul, $s = 0{,}7 \ldots 3{,}3$ mm/rot
— viteza de aşchiere, $v = 24 \ldots 38{,}5$ m/min
— adîncimea de aşchiere, t = 2,2 m.

Diagramele de înregistrare a preciziei cinematice (mers în gol) au forma celor din figura 8, în care se poate observa că erorile la axele piesei şi sculei sînt ciclice cu frecvenţa de rotaţie a melcului din cele două angrenaje melc-roată melcată. Din punct de vedere calitativ, angrenajul melc-roată melcată de la masa maşinii este mult mai îngrijit.

Diagramele înregistrate în sarcină au forma celor din figura 9.

Condiţiile înregistrării sînt înscrise pe figură. Pentru a determina precizia dinamică este necesar a se determina influenţa comună a celor două mişcări, ele nu trebuie privite separat ; din acest motiv a fost necesar a se arăta şi care este mersul mişcărilor de rulare reale, arătate pe diagrame cu cele două săgeţi din dreapta figurii.

Înainte de a se determina propriu-zis precizia dinamică, se pot face cîteva observaţii în ceea ce priveşte forma diagramelor ridicate :

a) diagrama de mers în gol de la axul piesei reprezintă eroarea ciclică a angrenajului melc-roată melcată de la masa maşinii cu frecvenţa de rotaţie a melcului duplex ;

b) abaterea de la mişcarea teoretică la mersul în sarcină la axul sculei este puternic influenţată de procesul de aşchiere, deoarece se poate observa că pe o rotaţie a sculei (în diagramele fig. 9 corespund 12 mm) se găsesc cei nouă dinţi ai frezei ;

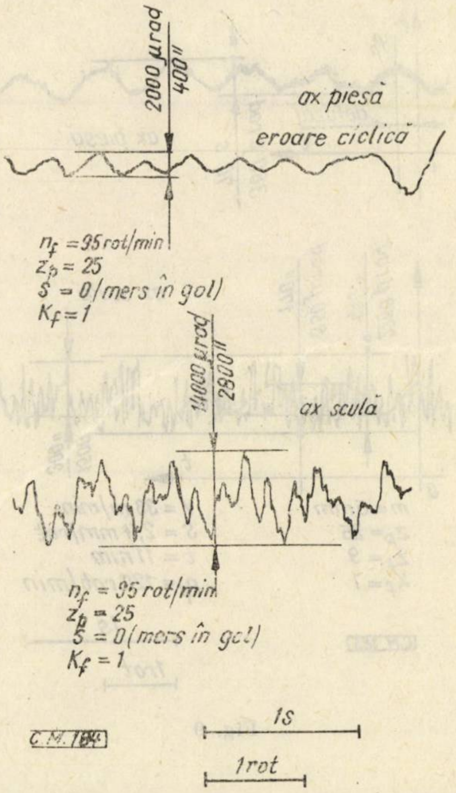


Fig. 8

c) la axul sculei se poate observa că peste o sinusoidă de frecvenţă egală cu rotaţia frezei, se suprapune o sinusoidă de frecvenţă de $z_f = 9$ mai mare ca cea precedentă ; amplitudinile celor două mişcări sînt comparabile ;

d) la axul piesei frecvenţa mişcării este egală cu cea de rotaţie a sculei peste care se suprapune o mişcare de frecvenţă mult mai mare dar de amplitudine foarte mică (deci neglijabilă) ;

e) cele două mişcări sînt puternic influenţate de procesul de aşchiere şi mai puţin de alte cauze (forţe de inerţie, precizie cinematică etc.) şi în special pe ramura sculei datorită rigidităţii relativ scăzute a acestei ramuri.

Avînd aceste diagrame ridicate se poate determina precizia dinamică a lanţului cinematic de rulare.

Din [2], [3] s-a văzut că pentru aceasta este necesar a determina raza cercului de bază real sau abaterea acestei raze de la mărimea teoretică. Pentru aceasta este necesar a se determina vitezele celor două plane care conţin baza şi rulanta, vitezele v_R şi $\bar{\omega}_B$ (relaţia 1).

Diagramele ridicate dau deplasările unghiulare ale celor două elemente ale mecanismului fictiv sculă și piesă, deplasări care sînt:

$$\overline{\varphi}_S = \varphi_{OS} + \Phi_{OS} \cos \beta t$$

$$\varphi_P = \varphi_{OP} + \Phi_{OP} \cos (\beta t + \varphi). \quad (7)$$

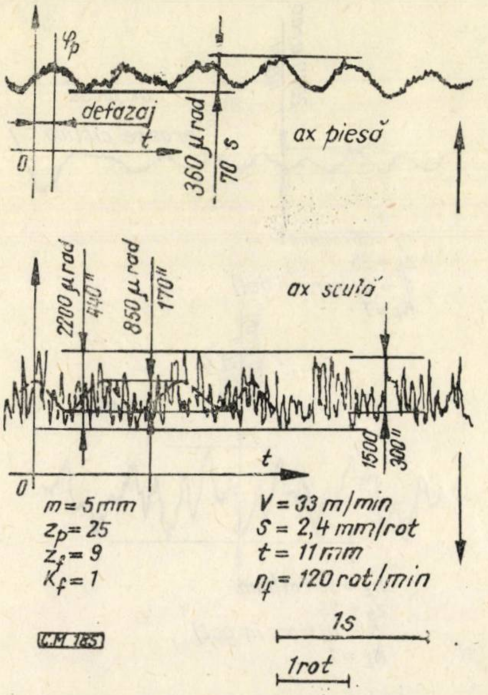


Fig. 9

Vitezele unghiulare ale celor două deplasări sînt:

$$\overline{\omega}_S = \dot{\varphi}_S = \omega_{OS} - \beta\Phi_{OS} \sin \beta t$$

$$\overline{\omega}_P = \dot{\varphi}_P = \omega_{OP} - \beta\Phi_{OP} \sin (\beta t + \varphi) \quad (8)$$

în care $\overline{\varphi}_S$ și $\overline{\varphi}_P$ reprezintă deplasările unghiulare la axul sculei și al piesei;

φ_{OS} și φ_{OP} — deplasarea teoretică la cele două axe;
Φ_{OS} și Φ_{OP} — amplitudinile componentelor — variabile ale celor două deplasări;
β — pulsația mișcărilor variabile;
φ — unghi de defazaj;
$\overline{\omega}_S$ și $\overline{\omega}_P$ — viteze unghiulare la axul sculei și al piesei.

Viteza de deplasare a planului rulantei (sau a cremalierei frezei melc care conține profilul generator) este:

$$\overline{v}_R \equiv \overline{v}_S = \frac{p_n \cdot K_f}{2\pi} (\omega_{OS} - \beta\Phi_{OS} \sin \beta t) \quad (9)$$

în care p_n reprezintă pasul cremalierei, iar K_f — numărul de începuturi al frezei melc.

Dacă se fac notațiile:

$$v_{OR} = \frac{p_n \cdot K_f}{2\pi} \omega_{OS} \quad (10)$$

$$A_v = -\frac{p_n \cdot K_f}{2\pi} \beta\Phi_{OS}$$

se găsește viteza de deplasare a planului rulantei sub forma relației (1):

$$\overline{v}_R = v_{OR} + A_v \sin \beta t. \quad (11)$$

Viteza unghiulară de rotație a planului bazei $\overline{\omega}_B$ este chiar viteza unghiulară de rotație a piesei

$$\overline{\omega}_B \equiv \overline{\omega}_P = \omega_{OP} - \beta\Phi_{OP} \sin (\beta t + \varphi), \quad (12)$$

iar dacă se notează $\omega_{OP} = \omega_{OB}$ și $-\beta\Phi_{OP} = A_\omega$ se regăsește relația (1) sub forma:

$$\overline{\omega}_B = \omega_{OB} + A_\omega \sin (\beta t + \varphi). \quad (13)$$

Din diagramele deplasărilor ridicate simultan pentru cele două axe se pot determina toate elementele necesare determinării componentelor celor două mișcări date de relațiile (11) și (13). Cu aceste mărimi determinate se calculează raza cercului de bază care este variabilă în timp și care atrage după sine variația elementelor geometrice și cinematice ale danturi roții dințate prelucrate [2],[3].

Pentru a exemplifica cele de mai sus se determină vitezele de deplasare a celor două plane și raza cercului de bază cu datele furnizate de diagrama din figura 9.

La axul piesei a fost ales sistemul de referință $\varphi_P Ot$, iar la axul sculei sistemul de referință $\varphi_S Ot$.

La axul sculei există două mișcări armonice de amplitudini Φ_{OS} și Φ'_{OS} care se suprapun; una cu frecvența $\beta' = 2\pi \frac{n_f z_f}{60}$ și alta cu frecvența $\beta = \frac{\beta'}{z_f} = 2\pi \frac{n_f}{60}$.

Din figura 9 se cunosc sau se pot determina:

$$\beta' = 2\pi \frac{n_f z_f}{60} = 2\pi \frac{120 \cdot 9}{60} = 114 \text{ rad/s}$$

$$\beta = 2\pi \frac{n_f}{60} = 2\pi \frac{120}{60} = 12{,}6 \text{ rad/s}$$

$$2\ \Phi_{OP} = 0{,}36 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$2\ \Phi_{OS} = 0{,}85 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$2\ \Phi'_{OS} = 1{,}5\ \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

defazajul $\varphi = 3$ mm diagramă $= \frac{3}{25} s = \frac{2\pi}{12} \times$ $\times\ 3$ rad $\cong 1{,}57$ rad.

Componentele armonice ale celor două deplasări sînt:

$$\begin{cases} \varphi_{fP} = \Phi_{OP}\cos(\beta t + \varphi) = 0{,}18 \times 10^{-3}\cos(12{,}6t + \\ \qquad + 1{,}57) \\ \varphi_{fs} = \Phi_{Os}\cos\beta t + \Phi'_{os}\cos\beta' t = -0{,}425\cdot 10^{-3} \\ \qquad \cos 12{,}6\ t - 0{,}75\cdot 10^{-3}\cos 114\, t. \end{cases} \quad (14)$$

Apare semnul minus deoarece faţă de eroarea de la axul piesei, cea de la axul sculei este de semn contrar, semn dat de săgeţile din dreapta figurii 9.

Ţinînd seamă de relaţiile (9) şi (12), derivînd relaţiile (14) se vor obţine vitezele de deplasare ale celor două plane ale mecanismului fictiv, sub forma relaţiilor (1).

$$\begin{cases} \vec{\omega}_B = 0{,}5 - 2{,}25\cdot 10^{-3}\ \sin\ (12{,}6\ t + 1{,}57) \\ \overline{v}_B = 29{,}36\cdot 10^{-3} + 0{,}0135\cdot 10^{-3}\sin 12{,}6\ t + \\ \qquad + 0{,}215.10^{-3}\ \sin\ 114\ t. \end{cases} \quad (15)$$

Se poate observa că, cu toate că amplitudinea vibraţiilor de la axul piesei are o valoare scăzută, ea este comparabilă cu $\bar{\omega}_{0B} = 0{,}5$ rad/s.

La axul sculei cele două vibraţii se suprapun în aşa fel încît au un efect comun.

Cunoscînd valorile acestor mişcări se poate determina elementul principal al unei generări prin rulare care este raza cercului de bază (care totodată dă şi mărimea preciziei dinamice a lanţului cinematic de rulare).

$$R_b = \frac{\overline{v}_R}{\overline{\omega}_B} =$$

$$= \frac{0{,}5 - 2{,}25\,.\,10^{-3}\sin(12{,}6t + 1{,}57)}{29{,}36\cdot 10^{-3} + 0{,}0135\cdot 10^{-3}\sin 12{,}6t + 0{,}215\cdot 10^{-3}\sin 114t}$$

Avînd această valoare se pot determina acum şi influenţele pe care le au abaterile de la mişcarea teoretică ale elementelor mecanismului fictiv asupra preciziei de execuţie prin rularea danturii roţilor dinţate, adică eroarea de profil, influenţa asupra simetriei dintelui, asupra pasului, grosimii dintelui, unghiului de angrenare etc. (conform [2], [3]).

Exemplul de mai sus poate fi aplicat oricărui lanţ cinematic de rulare.

Traductorii seismici descrişi pot fi folosiţi pentru orice lanţ cinematic de rulare (sau generalizînd, pentru orice lanţ cinematic închis) metodica de verificare a preciziei dinamice rămînînd aceeaşi. Metoda de analiză propusă poate constitui şi un mijloc de recepţie a unei maşini de prelucrat roţi dinţate prin rulare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bolez, E.* Contribuţii la teoria cinematicii maşinilor-unelte (disertaţie), 1968.

[2] *Minciu, C.* Influenţa alunecării la prelucrarea prin rulare a roţilor dinţate: În: Construcţia de Maşini, nr. 10, 1969.

[3] *Minciu, C.* Alunecarea armonică şi influenţa sa la prelucrarea prin rulare a roţilor dinţate. În: Construcţia de Maşini, nr. 6. 1970.

[4] *Minciu, C.* Studiul vibraţiei forţate de torsiune în lanţul cinematic de rulare al maşinilor de frezat roţi dinţate cu freza melc. Comunicare la Sesiunea ştiinţifică din Institutul politehnic, Bucureşti, mai 1969.

[5] *Marquardt, R.* Capteur d'irrégularités de rotation sismiques. În: La machine moderne, apr 1968, nr. 709.

[6] *Buzdugan, Gh.* şi *Blumenfeld, N.* Tensometria electrică rezistivă. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[7] *Silaş, Gh.* ş. a. Culegere de probleme de vibraţii mecanice. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

CZ 621.43.043

Instalaţie şi metodică experimentală pentru studiul detonaţiei în motoare cu aprindere prin scînteie şi în motoare antrenate

Conf. dr. ing. David PERETZ – Institutul politehnic – Iaşi
Asist. Costin GHIBU – Institutul politehnic – Iaşi

Fenomenul de ardere detonantă — una din cele mai importante forme de ardere anormală — continuă să fie azi de strictă actualitate, pentru că apariţia lui limitează creşterea unor indici de performanţă tehnico-economică a motoarelor cu aprindere prin scînteie şi duce la poluarea atmosferei cu gaze de eşapare incomplet oxidate.

Pornind de la ideea generală că detonaţia este în esenţă un fenomen chimic, s-a elaborat în lucrările [1], [2] şi [3] un model macrocinetic şi matematic al reacţiei de predetonaţie, considerată ca o reacţie în lanţ ramificată, monostadială, ce se petrece în amestecul final. Astfel, detonaţia provocată de autoaprinderea acestui amestec în momentul cînd concentraţia în produse intermediare de oxidare atinge o valoare critică va putea fi studiată prin evoluţia în timp a reacţiei de predetonaţie.

În relațiile propuse pentru calculul concentrației reduse în compuși intermediari de oxidare sau pentru viteza de reacție

$$w = \frac{\mathrm{d}y}{d\left(\frac{t}{\tau_{aa}}\right)} = m\left(\frac{t}{\tau_{aa}}\right)^{m} \mathrm{e}^{-\frac{m}{m+1}\left(\frac{t}{\tau_{aa}}\right)^{m+1}} \qquad (1)$$

în care

y — consumul redus în combustibil din amestecul final

$$y = \frac{N_{c,0} - N_c}{N_{c,0}}; \qquad (2)$$

$N_{c,0}$ — numărul de moli sau molecule inițiale de combustibil din amestecul final în momentul $t = 0$, cînd nu a început încă vreo reacție de predetonație ;

N_c — numărul de moli sau molecule de combustibil din amestecul final care nu au reacționat pînă în momentul t ;

m — exponent cinetic al reacției de predetonație ;

τ_{aa} — durata întîrzierii la autoaprindere a amestecului final

intervin două mărimi cinetice, exponentul cinetic m și durata reacției de predetonație τ_{aa}, încît investigațiile experimentale vor urmări determinarea variației acestora, în diferite condiții ale arderii detonante în motoare antrenate sau în motoare cu aprindere prin scînteie.

Deoarece exponentul cinetic nu poate fi determinat direct prin experiență, s-a studiat posibilitatea exprimării acestui parametru pe o altă cale [4] și anume ca o funcție de momentul relativ de începere a unei reacții sensibile t_0/τ_{aa} conform ecuației :

$$0{,}005 = \frac{1 - \mathrm{e}^{-\frac{m}{m+1}\left(\frac{t_0}{\tau_{aa}}\right)^{m+1}}}{1 - \mathrm{e}^{-\frac{m}{m+1}}}. \qquad (3)$$

Astfel, exponentul cinetic se va putea calcula în funcție de o variabilă determinată pe cale experimentală.

În aceste condiții studiul experimental al detonației va avea ca scop determinarea cu precizie cît mai mare și desigur reproductibil a două intervale de timp t_0 și τ_{aa} considerate de la un moment $t = 0$, care corespunde valorii de −60° RAC, înaintea p.m.i. [1].

Pentru a pune în evidență căldura de reacție dezvoltată în reacțiile de predetonație, s-a propus utilizarea diagramelor indicate comparative presiune-unghi RAC ridicate experimental [4]. Se utilizează doi combustibili, unul de referință și altul care prezintă fenomenul de ardere detonantă. Combustibilul de referință e caracterizat printr-o rezistență relativ mare față de reacțiile de predetonație, încît aceste reacții încep cu mult mai tîrziu decît la combustibilul cercetat din punct de vedere al detonației. Prin suprapunerea curbelor de presiune-unghi RAC ale celor doi combustibili, se determină momentul t_0 în care se produce desprinderea unei curbe de cealaltă și care corespunde începerii unei reacții sensibile de predetonație. Sfîrșitul reacției de predetonație τ_{aa} corespunde primei oscilații de presiune sesizată pe diagrama indicată ridicată pentru combustibilul cercetat.

Schema generală a instalației experimentale e redată în figura 1 (*1* — motor cu aprindere prin scînteie ; *2* — traductor piezoelectric ; *3* — celulă fotoelectrică ; *4* — disc inelar transparent ; *5* — amplificator de curent continuu ; *6* — osciloscop cu două spoturi ; *7* — amplificator de impulsuri ; *8* — grup de sincronizare).

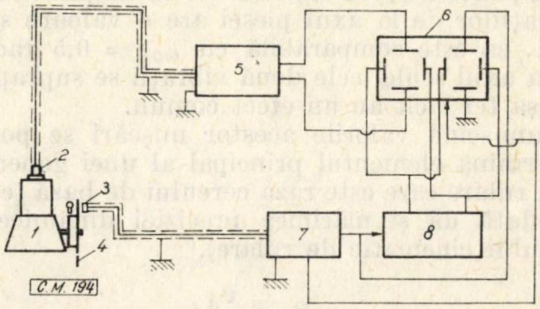


Fig 1.

Pentru experiențe s-a utilizat motorul monocilindric tip IT — 9—2 de la instalația de determinare a C.O. În locul detonațiometrului s-a montat un traductor de presiune piezoelectric etalonat în prealabil, de tipul PD 100/14 — 1 R.F.T. care poate măsura presiuni între 0–100 at, cu o sensibilitate de $17{,}5 \cdot 10^{-12}$ As/at și o frecvență proprie de 36,5 kHz. Au fost efectuate în mod continuu măsurări de control al sensibilității traductorului în timp, dat fiind că are loc un proces de îmbătrînire a membranei acestuia.

Pentru a putea obține indicații cît mai corecte ale valorilor presiunii și timpului, osciloscopul Krizic D-581 cu două spoturi a fost prevăzut cu o placă de plexiglas pe care s-a trasat un număr suficient de diviziuni pe verticală și orizontală și care constituie o rețea de măsură comodă a valorilor abscisei și ordonatei. Rețeaua poate fi iluminată cu o luminozitate reglabilă, încît diviziunile apar direct pe fotografii (fig. 2).

Deoarece măsurarea cît mai exactă a timpului este esențială în studiul detonației conform metodei propuse, în prezenta instalație s-a renunțat la metodele de măsură ale bazei de timp cu ajutorul modulatoarelor obișnuite cu came, după cum rezultă şi din schema generală a instalaţiei (fig. 1).

Astfel semnalul traductorului piezoelectric proporţional cu presiunea din cilindru este amplificat de amplificatorul de curent continuu cu tub electrometric 5 şi acţionează direct asupra plăcilor de deflexie verticală a primului spot al osciloscopului 6.

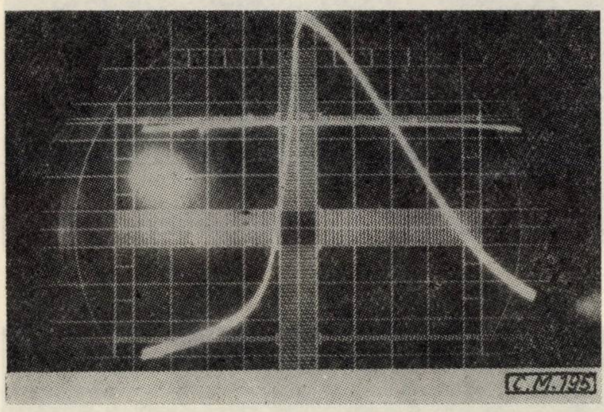


Fig. 2

Baleiajul pe orizontală este declanşat cu ajutorul unui semnal dat de un reper trasat sub forma unui sector opac îngust pe un disc inelar transparent fixat de volantul motorului. Prin intermediul unei fotodiode D F — 1 se obţine un impuls de 0,4 V la trecerea sectorului opac menţionat. Prin diferenţierea frontului anterior şi o bună diafragmare a fotodiodei se poate obţine o precizie a impulsului de declanşare mai bună de 1/20 dintr-un grad RAC. Acest impuls e amplificat într-un amplificator cu trei transistori EFT—308 (fig. 3).

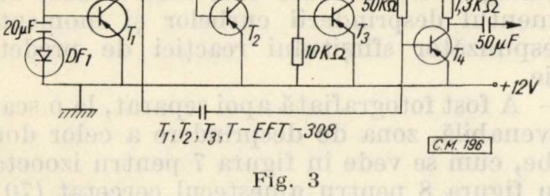


Fig. 3

Cel de al patrulea transistor EFT—308 dă un semnal de marcaj corespunzător unghiului de rotaţie al volantului prin modularea luminozităţii spotului I sau prin impulsuri verticale subţiri (fig. 4) pe cel de al II-lea spot al osciloscopului. Astfel de marcaje se pot obţine prin diferite sectoare opace trasate pe disc la diferite valori ale unghiurilor de rotaţie ale volantului. De exemplu, marcajul din figura 4 e realizat din 10 în 10° RAC, încît 1 div. scară = = 1 mm = 0,22 °RAC.

Se subliniază că, în aceste condiţii de lucru, precizia determinării devine funcţie de precizia cu care se pot trasa reperele de marcaj pe discul transparent.

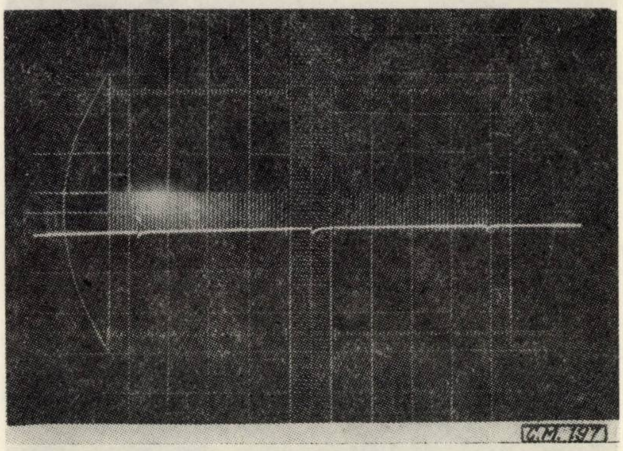


Fig. 4

Deplasarea pe orizontală a ambelor spoturi ale osciloscopului este sincronizată. Cel de-al doilea spot este acţionat pe verticală de acelaşi amplificator de impulsuri, care, pe lîngă impulsurile de declanşare, dă şi impulsurile de marcaj aşa cum s-a arătat mai înainte.

Avantajele unei astfel de instalaţii sînt evidente :

— spoturile oscilografului pot fi declanşate din orice poziţie a volantului;

— o dată spotul declanşat, alte sectoare opace trasate pe disc după necesitate dau marcaje ale valorilor unghiului RAC (sau timpul), pentru cîmpul de investigaţii care interesează în cercetări fără să mai aibă vreo influenţă asupra mişcării spoturilor pe orizontală ;

— modificarea momentului de declanşare a spoturilor precum şi a marcajelor de timp se face foarte uşor prin ştergerea sectoarelor opace care nu mai sînt necesare şi trasarea altor sectoare noi ;

— precizia măsurărilor de timp este ridicată, eroarea fiind de maximum ± 0,1 °RAC ;

— impulsurile de marcaj evidenţiate cu ajutorul celui de-al doilea spot permit obţinerea curbelor presiune-timp fără marcaje şi deformări datorită acestora, ceea ce prezintă importanţă atît pentru măsurări, cît şi pentru studiul procesului de detonaţie.

Pentru a asigura o precizie cît mai mare a rezultatelor s-a acordat o deosebită atenţie prelucrării datelor obţinute în baza diagramelor indicate. Modul de lucru este următorul :

— S-au fotografiat mai întîi curbele desfăşurate de ardere (respectiv cele de compresie pentru motorul antrenat) în diagramele presiune — timp, atît pentru combustibilul cercetat cît şi pentru cel de referinţă, încît să se obţină imaginile acestor curbe pentru un do-

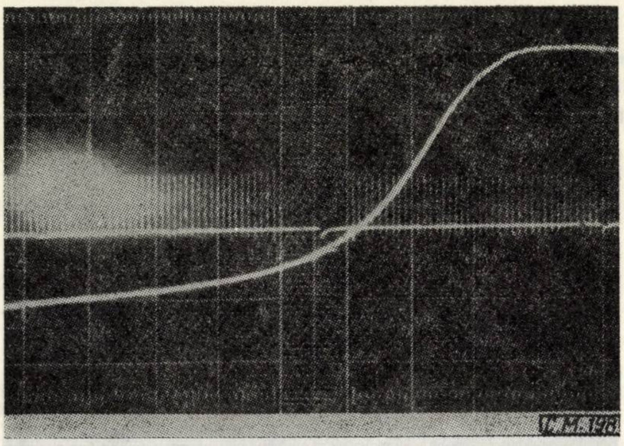


Fig. 5

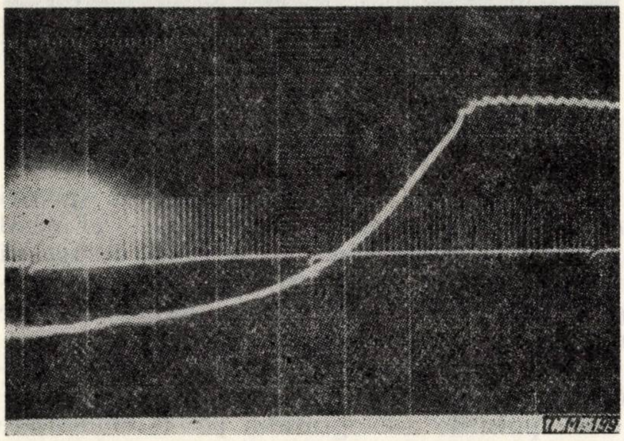


Fig. 6

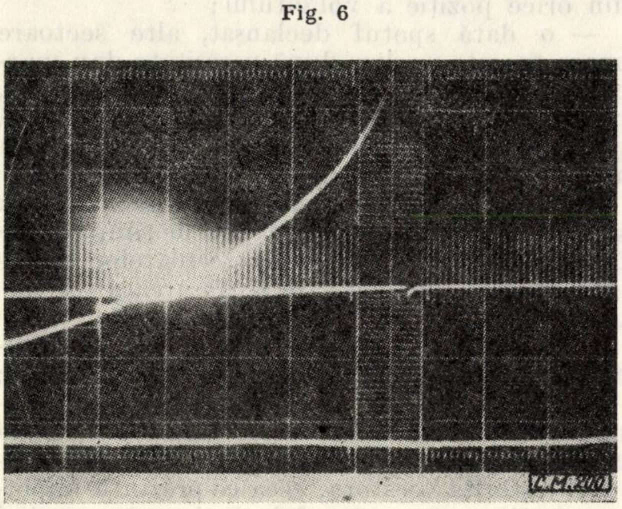


Fig. 7

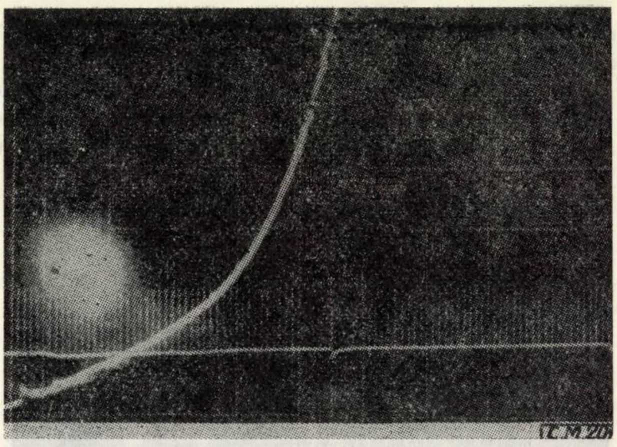


Fig. 8

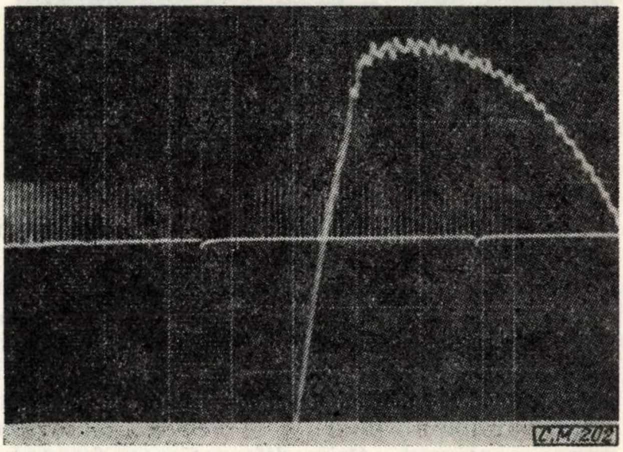


Fig. 9

meniu de timp suficient de mare, care să cuprindă atît momentul t_o cît şi sfîrşitul reacţiei de predetonaţie τ_{aa}. Astfel în figura 5 s-a redat curba de ardere normală a combustibilului de referinţă (izooctan) în următoarele condiţii:

$$\varepsilon = 6\ ;\ \alpha_s = -40°\text{RAC}\ ;\ t_{t.am} = 149\ °\text{C}\ ;$$

$$\lambda = 0{,}85\ ;\ t_{t.aer} = 45\ °\text{C}.$$

În figura 6 se poate observa curba de ardere detonantă a unui combustibil format din 70% izooctan şi 30% n — heptan (în volume), în aceleaşi condiţii de lucru.

— Imaginile astfel obţinute se suprapun una pe alta pe ecranul unui aparat de citit microfilme, determinîndu-se aproximativ zonele din diagramele indicate care interesează, deci momentul desprinderii curbelor şi momentul corespunzător sfîrşitului reacţiei de predetonaţie.

— A fost fotografiată apoi separat, la o scară convenabilă, zona de desprindere a celor două curbe, cum se vede în figura 7 pentru izooctan şi în figura 8 pentru amestecul cercetat (70% izooctan + 30% n-heptan), iar curbele celor doi combustibili au fost încă o dată suprapuse, determinîndu-se cu mai mare exactitate momentul t_0.

— Durata reacţiei de predetonaţie τ_{aa} se determină separat fotografiind şi această zonă la scară convenabilă după cum rezultă din figura 9 pentru amestecul menţionat.

În diagramele de lucru (fig. 7,8,9) 1 diviziune scară ordonată = 1 mm = 0,15 at.

Pentru a elimina influenţa fenomenelor de dispersie ciclică, care ar putea afecta precizia rezultatelor experimentale, determinările experimentale se repetă de mai multe ori, rezultatele fiind media a cel puţin 20 de determinări separate.

În concluzie se remarcă că instalaţia experimentală propusă pentru studiul detonaţiei în motoare în baza modelului fenomenologic şi matematic elaborat este relativ simplă, ceea ce permite introducerea şi utilizarea noii metodici în laboratoarele de cercetări pentru motoare şi combustibili, cu scopul de a studia posibilităţile de perfecţionare constructiv-funcţionale ale unui motor cu aprindere prin scînteie, din punct de vedere al organizării procesului de ardere respectiv de îmbunătăţire a calităţilor antidetonante ale unor combustibili utilizaţi în astfel de motoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Peretz, D.* Über ein Modell der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren. In Bul. Inst. politehnic Iaşi, Tom. XIV (XVIII), fasc. 1–2, 1969, p. 493–508.

[2] *Peretz, D.* Kinetische Gleichungen für Vorreaktionen im Ladungsrest bei klopfender Verbrennung in Ottomotoren. In Bul. Inst. politehnic Iaşi, Tom XV (XIX), fasc. 1–2, 1969.

[3] *Peretz, D.* Die Korrelation zwischen den kritischen thermodynamischen Grössen und der Vorreaktion im Ladungsrest bei klopfender Verbrennung in Ottomotoren. In Bul. Inst. politehnic, Iaşi, Tom XV (X!X), fasc. 3–4, 1969.

[4] *Peretz, D.* Asupra unei noi posibilităţi de studiu experimental al detonaţiei în motoarele cu aprindere prin scînteie. Conf. naţ. de motoare, Bucureşti, 1970.

CZ 621.941 :669.715

Contribuţii la stabilirea formelor aşchiilor rezultate la strunjirea aliajelor de aluminiu

Ing. Iulian POPESCU – Şef lucrări – Universitatea din Craiova

La prelucrarea prin aşchiere, aşchiile rezultate prezintă forme care diferă mult în funcţie de tipul prelucrării, felul sculei, materialul aşchiat, condiţiile de aşchiere etc.

În funcţie de forma pe care o au, aşchiile se pot împărţi în aşchii rupte sub formă de elemente, aşchii spiralizate avînd cîteva spire şi aşchii spiralizate cu lungime mare.

Aşchiile spiralizate avînd lungimi mari trebuie evitate deoarece deteriorează suprafaţa prelucrată, se înfăşoară în jurul sculelor şi portsculelor, deteriorează ghidajele maşinii şi pot accidenta muncitorul. În cazul prelucrării pe strunguri automate sau linii automate, aceste aşchii pot bloca sculele, necesitînd intervenţia repetată a reglorului pentru înlocuirea şi reglarea sculelor.

Forma aşchiei la strunjire. Pentru a putea obţine forme convenabile pentru aşchii, se utilizează următoarele procedee: executarea unor cuţite cu praguri sau sfărîmătoare aplicate, transmiterea unor oscilaţii cuţitului, realizarea unui avans discontinuu.

Sînt cunoscute diferitele construcţii de praguri, canale, înclinaţii, faţete etc., executate pe faţa de degajare a cuţitului, precum şi sfărîmătoare aplicate, menite să asigure ruperea aşchiilor formate.

Dezavantajele acestor construcţii constau în aceea că geometria stabilită pentru un cuţit nu asigură ruperea aşchiilor decît pentru un anumit interval de variaţie a parametrilor regimului de aşchiere, fiind necesare reascuţiri la schimbarea parametrilor aşchierii. Totodată, aceste procedee scumpesc costul cuţitelor, slăbesc vîrfurile şi reduc durabilitatea cuţitelor, măresc cu 10–25% puterea consumată la aşchiere.

S-a căutat să se rupă aşchiile prin transmiterea unor oscilaţii sau vibraţii cuţitului; sînt necesare însă sănii speciale şi aparatură adecvată de producere a vibraţiilor. În plus, sînt necesare experimentări pentru a putea determina parametrii vibraţiilor care asigură ruperea aşchiilor pentru avansul, adîncimea de aşchiere şi materialul respectiv.

S-au făcut studii şi experimentări de rupere a aşchiilor prin transmiterea unui avans discontinuu sculei, realizabil la strungurile automate prin modificarea profilului camei de comandă sau prin utilizarea unui mecanism cu came ajutător care să modifice avansul continuu al sculei.

Probele efectuate. Ţinînd seamă de considerentele de mai sus, ne-am propus să studiem variaţia formelor aşchiilor obţinute prin utilizarea unor cuţite cu geometria impusă, variind parametrii regimului de aşchiere, astfel ca să putem obţine unele relaţii pe baza cărora să se poată cunoaşte forma aşchiilor rezultate. Am folosit plăcuţe dure TH 10 (K10) fixate mecanic în cuţite cu plăcuţe schimbabile (prevăzute cu sfărîmătoare proprii de aşchii, montate paralel cu tăişul principal şi distanţate la 5 mm de acesta), precum şi cuţite din oţel rapid Rp2

STAS 7382-66, prevăzute cu canal pe faţa de degajare, cu adîncimea de 1 mm şi lăţimea de 5 mm, iar $\gamma = 25°$.

Probele s-au efectuat prin strunjirea aliajelor de aluminiu ATSi12 şi ATCu4MgTi, condiţiile de lucru fiind indicate în tabela 1 (ATSi12) şi tabela 2 (ATCu4MgTi); nu s-au folosit lichide de aşchiere.

Strunjirea aliajului ATSi12. Aliajul studiat ATSi12 STAS 201–67 a avut următoarele caracteristici: compoziţia chimică 11,78% Si, rest aluminiu; duritatea 47,5 HB 2,5/31,2/30; turnare în cochilie; fără tratament termic.

Tabela 1

s, mm/rot	t, mm	γ°	$\varkappa_1^0$	$v \geqslant$, m/s calculat	$v \geqslant$, m/s experimental	Fig.
0,1	0,5	6	5	5,65	5,84	1
0,2	0,5	6	5	7,5	7,2	
0,3	0,5	6	5	8,8	8,75	
0,4	0,5	6	5	9,9	10	
0,55	0,5	6	5	11,4	11,8	
0,25	0,5	6	5	8,75	8,75	2
0,25	1	6	5	7	7	
0,25	1,5	6	5	6,2	5,84	
0,25	2,5	6	5	5,2	4,16	
0,25	0,5	6	20	8,2	8,75	3
0,25	0,5	6	15	8,2	8,75	
0,25	0,5	6	10	8,2	7	
0,25	1,5	25	5	4,15	4,16	4
0,35	0,5	25	5	6,8	7	
0,25	0,5	25	5	6,02	5,84	

Tabela 2

s, mm/rot	t, mm	γ°	$\varkappa_1^0$	$\varkappa_1$(rad)	$v \geqslant$, m/s calculat	$v \geqslant$, m/s experimental	[Fig.
0,1	0,5	6	5	0,087	11	10,4	6
0,3	0,5	6	5	0,087	12	11,8	
0,4	0,5	6	5	0,087	12,4	11,8	
0,25	0,5	6	10	0,174	8,75	8,75	7
0,25	0,5	6	20	0,35	5,9	5,84	
0,25	0,5	6	15	0,26	7,1	7	
0,25	0,5	6	60	1,05	3,8	4,16	
0,52	0,5	6	5	0,087	12,5	11,8	
0,25	1	6	5	0,087	7,5	7	8
0,25	1,5	6	5	0,087	5,9	5,84	
0,25	2	6	5	0,087	4,8	4,16	
0,2	0,5	6	5	0,087	11,8	11,8	9
0,2	2,5	6	5	0,087	4,2	5,84	
0,25	1,5	25	5	0,087	3,3	3	10
0,35	0,5	25	5	0,087	7,1	7	
0,25	0,5	25	5	0,087	4,5	4,16	

În figura 1 se arată mostre de aşchii obţinute la diferite valori pentru *v* şi *s*. Strunjirea s-a făcut cu plăcuţă dură TH 10; $r = 0,8$; $\alpha = 5°$; $\varkappa = 85°$.

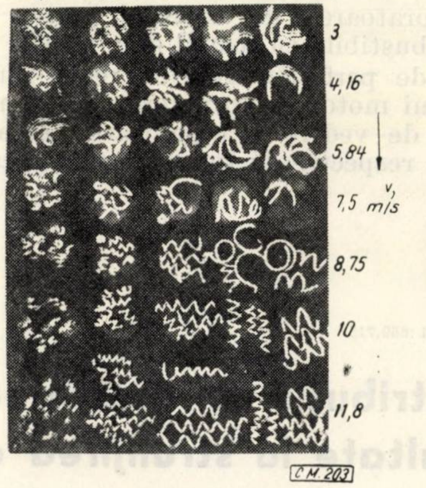


Fig. 1

Din figură rezultă că, prin creşterea avansului, se obţin aşchii convenabile la viteze de aşchiere mai mari. Se constată de asemenea că, variind avansul şi menţinînd ceilalţi parametri constanţi, aşchiile devin mai lungi şi cu rază de curbură mai mare la creşterea avansului.

Explicaţia acestei constatări este următoarea: la creşterea avansului, creşte şi grosimea aşchiei, iar deformaţia plastică nu se mai produce uniform în întreg volumul deformat, ci mai accentuat în zona unde se aplică forţa de aşchiere. Aceasta se datoreşte varierii unghiului de aşchiere δ pe tăişul sculei, datorită razei de ascuţire; va rezulta astfel o concentrare de tensiuni spre vîrful tăişului, tensiuni care vor influenţa deformaţiile aşchiilor.

Analizînd formele aşchiilor care apar la diferite viteze de aşchiere, se constată că pentru viteze mici de aşchiere se formează aşchii rupte cu margini neuniforme, pentru viteze medii — aşchii neuniforme, alungite, iar pentru viteze mari — aşchii de curgere uniforme.

Schimbarea formei aşchiilor la creşterea vitezei de aşchiere se explică prin aceea că numărul suprafeţelor de deplasare care apar în aşchie creşte cu viteza de aşchiere. La viteze mici de aşchiere există un număr mic de suprafeţe de deplasare, deci particulele de material au de parcurs un drum mai mare între aceste suprafeţe de deplasare, ceea ce determină o deformare accentuată a materialului aşchiei. La viteze mari de aşchiere, existînd un număr mai mare de suprafeţe de deplasare, deformaţiile elementelor aşchiilor vor fi mai mici.

Micşorarea drumului care trebuie parcurs de elementele aşchiei la mărirea vitezei de aşchiere se explică şi prin aceea că zona de formare a aşchiei se îngustează la creşterea vitezei de aşchiere.

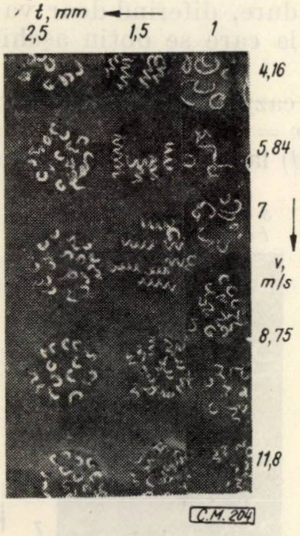


Fig. 2

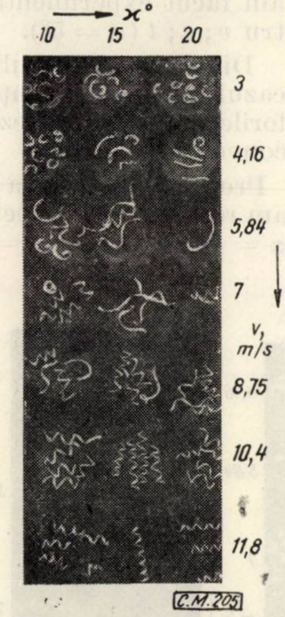


Fig. 3

În figura 2 sînt prezentate aşchiile obţinute la strunjirea cu t — variabil; plăcuţă schimbabilă TH10; $\alpha = 5°$; $\varkappa = 85°$; $r = 0{,}8$ mm.

Se constată că, utilizînd acelaşi cuţit, pe măsură ce creşte adîncimea de aşchiere, aşchiile convenabile se obţin la viteze mai mici de aşchiere.

Aceasta se datoreşte faptului că prin mărirea lui t se măreşte secţiunea aşchiei şi deci distanţa pînă la sfărîmător se micşorează, aşchiile fiind mai uşor sfărîmate.

Influenţa unghiului $\varkappa_1$ asupra formei aşchiei rezultă din figura 3. S-a utilizat o plăcuţă schimbabilă TH10, unghiurile $\varkappa$ şi $\varkappa_1$ variindu-se prin rotirea cuţitului; $\alpha = 5°$; $r = 0{,}9$ mm.

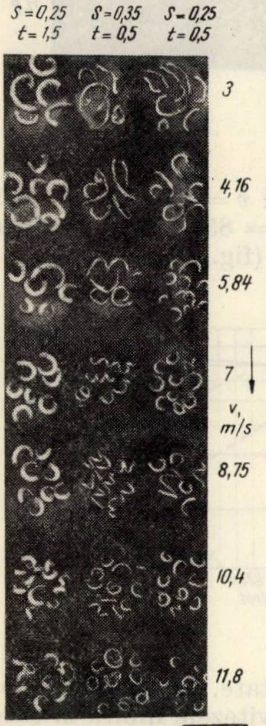


Fig. 4

În figura 4 sînt indicate formele aşchiilor obţinute la strunjirea cu plăcuţă din oţel rapid Rp2; $\alpha = 5°$; $\varkappa = 85°$. Şi în acest caz se constată că, prin creşterea avansului, aşchiile convenabile se obţin la viteze de aşchiere mai mari, iar prin creşterea lui t, la viteze mai mici.

Concluziile rezultatelor din aceste analize trebuie sintetizate pentru a fi utilizabile. În acest sens, s-a pornit de la ipoteza că se pot obţine unele relaţii experimentale care să stabilească corelaţia dintre diferiţi parametri care determină forma convenabilă a aşchiilor. În urma a numeroase încercări, s-a ajuns la concluzia că se pot deduce relaţii de forma:

$$v \geqslant C_a \cdot s^{Y_a} \cdot t^{X_a}, \qquad (1)$$

relaţii care, pentru anumite condiţii, sînt verificate cu suficientă precizie în practică.

Astfel în figura 5 s-au reprezentat — pe baza rezultatelor arătate mai sus — curbele $v = f(s)$ la $t = 0{,}5$ mm şi $v = f(t)$ la $s = 0{,}25$ mm/rot, curbe care delimitează domeniile în care se obţin aşchii de formă convenabilă, la strunjirea aliajului ATSi12 cu plăcuţa dură TH 10.

Prelucrînd aceste date, se obţine relaţia care indică vitezele la care se obţin aşchii de formă convenabilă:

$$v \geqslant 12{,}5\ s^{0.41} \cdot t^{-0{,}32}, \qquad (2)$$

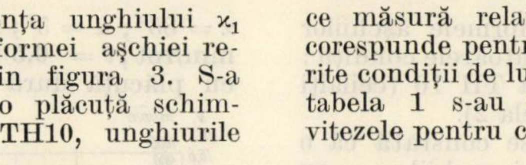
unde v rezultă în m/s, introducîndu-se s în mm/rot şi t în mm.

La strunjirea cu cuţit din oţel rapid Rp2 rezultă:

$$v \geqslant 8{,}4 \cdot s^{0{,}41} \cdot t^{-0{,}32}, \qquad (3)$$

utilizînd aceleaşi unităţi.

Pentru a verifica în ce măsură relaţia (2) corespunde pentru diferite condiţii de lucru, în tabela 1 s-au indicat vitezele pentru care re-



Fig, 5

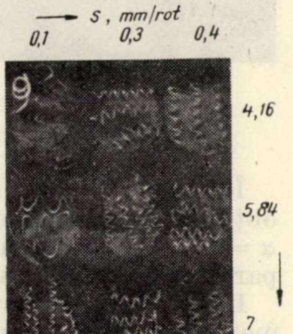


Fig. 6

zultă aşchii convenabile, în varianta calculată pe baza relaţiei (2) şi varianta rezultată din fotografiile aşchiilor obţinute.

Se constată astfel o suficientă precizie obţinută prin utilizarea relaţiei (2), ceea ce demonstrează că pentru gama destul de mare de condiţii de aşchiere analizate, relaţia obţinută este corespunzătoare.

Strunjirea aliajului ATCu 4MgTi. Aliajul strunjit a avut următoarele caracteristici : compoziţia chimică : 4,98 % Cu ; 0,243 % Si ; 0,305 % Fe ; 0,493 % Mg ; 0,0592 % Mn ; 0,127 % Ti, rest aluminiu ; duritatea 60 HB 2,5/31 2/30 ; turnarea în cochilie ; fără tratament termic.

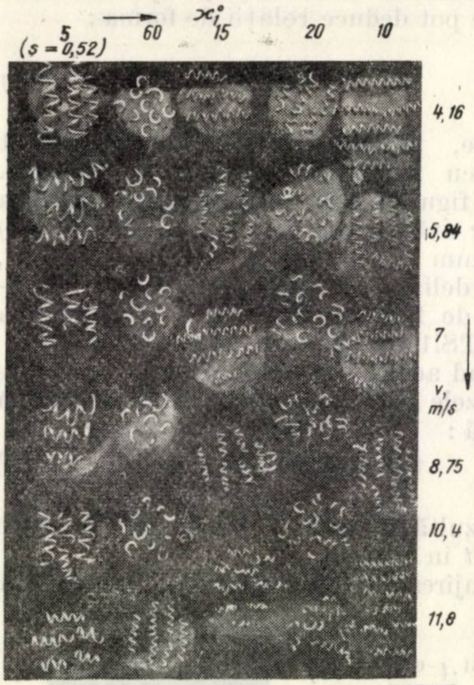


Fig. 7

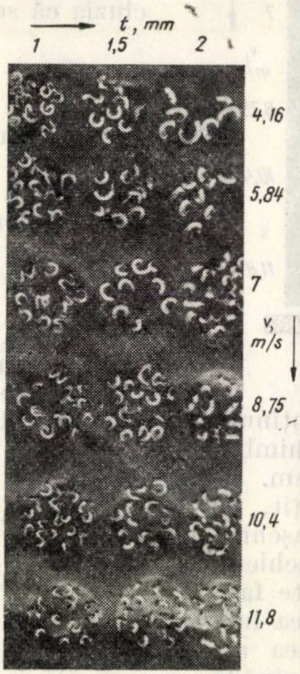


Fig. 8

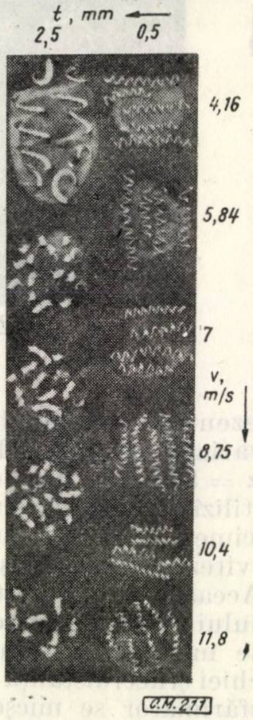


Fig. 9

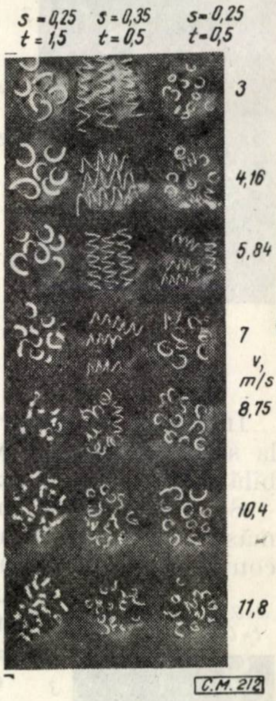


Fig. 10

În figura 6 sînt indicate formele aşchiilor obţinute la strunjirea în următoarele condiţii : $\alpha = 5°$; $r = 0,8$ mm ; plăcuţă TH 10 (ceilalţi parametri sînt indicaţi în tabela 2).

La strunjirea acestui aliaj se constată că o mare influenţă asupra formei aşchiilor o au unghiurile $\varkappa$ şi $\varkappa_1$. În figura 7 sînt indicate formele aşchiilor obţinute prin varierea unghiurilor $\varkappa$ şi $\varkappa_1$ (respectînd condiţia $\varkappa + \varkappa_1 = 90°$) ; plăcuţă TH 10.

Aşadar, utilizînd cuţite cu plăcuţe schimbabile de formă pătrată, prin poziţionarea acestora astfel ca să se mărească $\varkappa_1$, respectiv să se micşoreze $\varkappa$, se obţin aşchii convenabile la viteze de aşchiere din ce în ce mai mici.

Influenţa lui t asupra formei aşchiilor rezultă din figura 8 (plăcuţă TH 10 ; $\alpha = 5°$). Se constată, ca şi la aliajul ATSi12, că, prin creşterea lui t, sfărîmarea aşchiilor se face la viteze de aşchiere mai mici.

În figura 9 se indică aşchiile obţinute la t variabil, $s = 0,2$ mm/rot, celelalte condiţii fiind identice cu cele din cazul precedent.

Pentru a analiza formele aşchiilor rezultate la strunjirea cu oţel rapid Rp2 STAS 7382–66, am făcut experimentări cu diferite valori pentru v ; s ; t ($\alpha = 5°$).

Din figura 10 rezultă aceleaşi concluzii ca în cazul utilizării plăcuţei dure, diferind doar valorile limită ale vitezei la care se obţin aşchii convenabile.

Procedînd analog ca în cazul aliajului ATSi12, am reprezentat curbele $v = f(s)$ la $t = 0,5$ mm ; $\alpha = 5°$; $\varkappa = 85°$; $v = f(t)$ la $s = 0,25$ mm/rot ; $\varkappa = 85°$; $\alpha = 5°$; $\varkappa_1 = 5°$ şi $v = f(\varkappa_1)$ la $s = 0,25$ mm/rot ; $t = 0,5$ mm ; $\varkappa = 85°$, la strunjirea cu plăcuţă dură TH 10 (fig. 11).

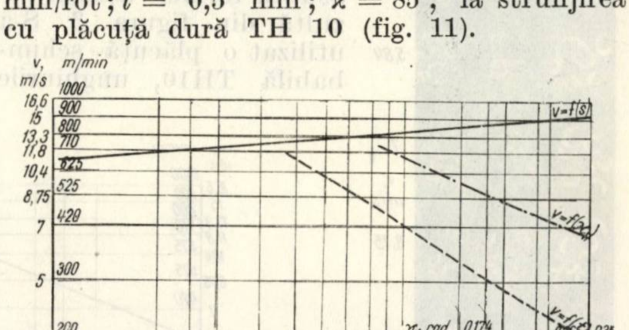


Fig. 11

Prelucrînd aceste rezultate, se obţin următoarele relaţii care indică vitezele limită la care apar aşchii de forme convenabile :

— la strunjirea cu plăcuţă dură:

$$v \geqslant 2{,}8\ s^{0.08} \cdot t^{-0.64} \cdot \varkappa_1^{-0.44}; \tag{4}$$

— la strunjirea cu oţel rapid:

$$v \geqslant 22\ s^{1.27} \cdot t^{-0.28}. \tag{5}$$

În aceste relaţii (care sînt valabile pentru condiţiile precizate mai sus) se folosesc următoarele unităţi: v — m/s; s — mm/rot; t — — mm; $\varkappa_1$ — radiani.

Din tabela 2 rezultă că aceste relaţii sînt verificate cu precizie suficientă de rezultatele experimentale.

Concluzii. Pentru a obţine aşchii de forme optime, în special la maşinile-unelte automate, este necesar să se modifice geometria cuţitului şi parametrii regimului de aşchiere. Utilizînd un cuţit cu o geometrie dată, se pot obţine aşchii de forme optime numai pentru anumite valori ale parametrilor regimului de aşchiere. Relaţiile obţinute — care pot fi completate cu alte relaţii pentru alte condiţii sau alte materiale — pot fi utilizate pentru a cunoaşte, chiar de la stabilirea procesului tehnologic, formele aşchiilor obţinute.

CZ 621. 81 : 658.5

Stabilirea lotului optim de piese executate în întreprinderi specializate, cu producţie de serie

Ing. Ion TĂNĂSESCU – Institutul politehnic – Braşov
Ing. Spiridon POPESCU – Institutul politehnic – Braşov
Ion BOIAN – Institutul politehnic – Braşov

Organizarea producţiei pe bază de loturi optime este foarte importantă, în special pentru întreprinderile cu producţie de serie. Sînt situaţii cînd o întreprindere este specializată în realizarea unor repere, dar mărirea seriei depinde de comenzile cumulate ale beneficiarilor, în funcţie de care îşi stabileşte planul de producţie. În anumite cazuri numărul de piese realizate, ţinînd seamă de comenzile beneficiarilor, necesită o cheltuială mai mare decît valoarea lor la preţurile de stat. Pentru evitarea acestei situaţii apare necesitatea determinării exacte a numărului de piese pentru care este rentabilă fabricaţia, adică stabilirea lotului optim de piese.

Contribuţii la stabilirea lotului optim se întîlnesc în mai multe lucrări dintre care [1], [2], [3], [4].

În aceste lucrări se prezintă teoria generală în stabilirea lotului optim de piese. Particularizarea calculului, în anumite condiţii ca: existenţa unui proces tehnologic definitivat, existenţa unor utilaje specializate, existenţa continuităţii în fabricarea aceloraşi piese, existenţa forţei de muncă calificată, specializată, poate duce la apariţia de erori.

Autorii şi-au propus să adîncească problema determinării lotului optim de piese, sprijinindu-se pe teoria generală, dar cu reconsiderarea factorilor care intervin la stabilirea acestuia, în condiţiile amintite mai sus.

Un prim pas în particularizarea problemei propuse îl constituie stabilirea grupelor de cheltuieli şi caracterul lor, şi anume:

— cheltuieli constante pentru fiecare piesă din lot;

— cheltuieli constante care se repartizează pe întreg lotul;

— regia;

— cheltuieli legate de imobilizarea mijloacelor circulante.

O astfel de grupare a cheltuielilor este posibilă dacă se ţine cont de faptul că producţia se repetă cu aceleaşi repere, întreruperile fiind de scurtă durată, datorite lipsei de comenzi sau realizării pe acelaşi utilaj a aceluiaşi reper de alte dimensiuni.

Pentru a înţelege mai bine particularităţile metodei ce se propune, se consideră drept reper care îndeplineşte condiţiile amintite o piuliţă hexagonală cu filet metric realizată într-o fabrică specializată.

Cheltuieli constante pentru fiecare piesă din lot

Sînt, legate de material, scule şi dispozitive, cheltuieli de salarizare (manoperă).

Materialul se prezintă sub formă de bară hexagonală. Costul materialului necesar pentru o piuliţă va fi:

$$C_m = \frac{G_b}{\dfrac{l_b - l_c}{H + a}} C_{kg}\ \frac{\text{lei}}{\text{buc}}, \tag{1}$$

unde s-a notat:

G_b — greutatea barei hexagonale, în kg;
l_b — lungimea barei hexagonale, în mm;
l_c — lungimea capetelor de bară destinate scopurilor tehnologice de prindere, în mm;

H — înălţimea piuliţei, în mm;

a — adaus de prelucrare la înălţimea piuliţei, în mm;

G_{kg} — costul unui kg de bară, în lei/kg.

Sculele şi dispozitivele. Elementul de bază în determinarea cheltuielii făcută cu realizarea, ascuţirea şi recondiţionarea sculelor şi dispozitivelor pe bucată piuliţă va fi durabilitatea acestora exprimată în bucăţi piese. Este necesar ca durabilitatea acestora să se cunoască pînă la uzura de înlocuire cum şi între ascuţiri sau recondiţionări. Se remarcă faptul că la încheierea planului unei perioade şi la începerea unui nou plan se folosesc aceleaşi scule şi dispozitive, evident în cadrul durabilităţii acestora. Prin urmare este normal ca, la stabilirea costului în lei scule şi dispozitive pe bucată piesă, costul acestora să se repartizeze pe numărul de piese, care reprezintă durabilitatea sculelor şi a dispozitivelor, şi nu la numărul de piese al lotului. În caz contrar, la realizarea unui nou lot s-ar lucra cu scule şi dispozitive amortizate.

$$C_{sd} = C_s + C_d, \frac{\text{lei}}{\text{buc}}, \tag{2}$$

unde:

$$C_s = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{C_{si}}{n_{si}} + \frac{C_{asi}}{n_{asi}} \right); \quad C_d = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{C_{di}}{n_{di}} + \frac{C_{adi}}{n_{adi}} \right). \tag{2'}$$

În relaţiile (2) şi (2′) s-a notat:

C_s — costul sculelor pe bucată piesă, în lei/buc;

C_d — costul dispozitivelor pe bucată piesă, în lei/buc;

C_{si} — costul sculei noi, în lei;

n_{si} — numărul de piese pînă la înlocuire, în buc;

C_{asi} — costul unei ascuţiri a sculei, în lei;

n_{asi} — numărul de piese între ascuţiri, în buc;

C_{di} — costul dispozitivului nou, în lei;

n_{di} — numărul de piese pînă la înlocuire, în buc;

C_{adi} — costul unei recondiţionări, în lei;

n_{adi} — numărul de piese între recondiţionări, în buc.

În calcul intervine costul unei singure ascuţiri sau recondiţionări datorită faptului că, începînd cu prima ascuţire, această cheltuială se repartizează pe numărul de piese pînă la a doua ascuţire, menţinîndu-se ca un element constant pentru celelalte piese. Aceasta considerîndu-se intervalele dintre ascuţiri sau recondiţionări sensibil egale.

Cheltuielile cu salarizarea (manopera). În condiţiile unui proces tehnologic definitivat, care se modifică la intervale relativ mari, se cunoaşte precis necesarul de forţă de muncă, categoriile lucrărilor şi norma de timp pe bucată piesă. Se poate întîmpla ca o parte din operaţii sau faze să se execute în regie şi, în acest caz, în calcul se vor lua în consideraţie operaţiile la care sînt prevăzute norme de timp, celelalte intrînd în cadrul regiei secţiei. Costul manoperei în lei/buc se calculează cu relaţia:

$$C_{man} = C_{mi} + C_{ri}, \frac{\text{lei}}{\text{buc}}, \tag{3}$$

unde:

C_{mi} este costul manoperei muncitorilor de la operaţiile normate, în lei/buc;

C_{ri} — costul manoperei reglărilor de la operaţiile normate, ţinînd cont de numărul de maşini deservite şi de capacitatea acestora, în lei/buc.

Cheltuieli constante care se repartizează pe întreg lotul

Sînt legate de pregătirea lansării lotului în fabricaţie, adică valoarea lucrărilor necesare reglării utilajelor pentru prima piesă. În cadrul acestor cheltuieli nu intră şi documentaţia legată de stabilirea procesului tehnologic, regimuri de aşchiere etc. decît dacă, faţă de lotul anterior, au survenit modificări cum ar fi schimbarea standardelor, modificări ale reperului, reconsiderarea tehnologiei etc.

Valoarea lucrărilor legate de pregătirea lansării lotului va fi:

$$V_p = \sum_{i=1}^{n} V_{pi}, \text{ lei}, \tag{4}$$

unde:

V_{pi} — reprezintă cheltuielile parţiale, în lei.

Regia. În cadrul regiei se va considera:

— regia secţiei exprimată faţă de salariile directe, formînd costul de secţie al piesei, împreună cu celelalte cheltuieli arătate mai sus; se notează regia secţiei cu R_1, exprimîndu-se în %;

— regia generală a uzinei; se exprimă faţă de costul de secţie şi se adaugă la acesta formînd costul de uzină al piesei; se notează cu R_2, exprimîndu-se în %;

— pentru acoperirea cheltuielilor de desfacere se aplică regia legată de acestea exprimată faţă de costul de uzină şi adăugată la acesta, formînd preţul de cost al piesei; această regie se va nota cu R_3 şi se exprimă în %.

Cheltuieli legate de imobilizarea mijloacelor circulante

Pentru un calcul exact este necesar să se considere şi cheltuielile legate de imobilizarea mijloacelor circulante.

Aceste cheltuieli cresc proporţional cu numărul de piese necesar de realizat. Pentru un număr mare de piese, aceste cheltuieli vor reprezenta o pondere mare în costul unei piese, putînd duce la micşorarea rentabilităţii fabricaţiei sau chiar la costuri mai mari decît preţurile de vînzare.

Elementele acestor cheltuieli pot fi :

— cheltuieli pentru dobînzi ;

— cheltuieli pentru depozitarea stocurilor de acumulare şi de aşteptare dintre operaţiile de muncă ;

— cheltuieli de depozitare pentru stocul de produse finite.

Pentru cazul fabricaţiei în mai multe operaţii, cu sincronizarea aprovizionării cu producţia [4], se poate arăta :

$$C_{im} = \frac{n}{2} \sum_{i=0}^{I} (p_i \cdot \varepsilon + d_i)\,[V_i - V_{i+1}], \ \frac{\text{lei}}{\text{buc}}, \quad (5)$$

unde :

C_{im} reprezintă cheltuieli legate de imobilizarea mijloacelor circulante pe bucată piesă ;
n — numărul de ordine al piesei considerate din lot ;
p_i — valoarea unitară a piesei după fiecare stadiu al producţiei, în lei ;
i — stadiile producţiei ;
$i = 0$ — stadiul de aprovizionare ;
I — ultimul stadiu al producţiei ;
ε — dobînda fondurilor imobilizate în stocuri, în leu/leu/an ;
d_i — cheltuieli de depozitare pe unitatea de produs după fiecare stadiu al producţiei, în lei ;
V — raportul dintre ritmul de livrare şi ritmul mediu de producţie ;
$\frac{n}{2}(V_i - V_{i+1})$ — stocul mediu de aşteptare sau stocul mediu de acumulare între două operaţii de producţie, în buc.

Calculul numărului optim de piese din lot

Cheltuielile totale pe unitatea de produs vor fi :

$$y = [C_m + C_{sd} + C_{man}(R_1 + 1)](R_2+1)(R_3+1) + \frac{V_p(R_2+1)(R_3+1)}{n} + \frac{n}{2}\sum_{i=0}^{I}(p_i \cdot \varepsilon + d_i)\,[V_i - V_{i+1}], \ \frac{\text{lei}}{\text{buc}}, \quad (6)$$

sau :

$$y = K_1 + \frac{K_2}{n} + K_3\, n, \quad (7)$$

unde :

$$K_1 = [C_m + C_{sd} + C_{man}(R_1+1)](R_2+1)(R_3+1) ;$$

$$K_2 = V_p(R_2+1)(R_3+1) ;$$

$$K_3 = \frac{1}{2}\sum_{i=0}^{I}(p_i \cdot \varepsilon + d_i)\,[V_i - V_{i+1}]. \quad (7')$$

Reprezentînd grafic ecuaţia (7) şi intersectînd cu preţul de vînzare ($y = P_v$) se obţin două puncte, A şi B.

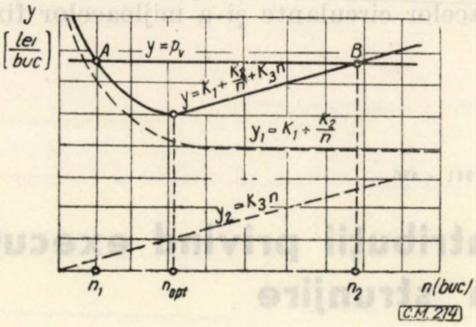


Fig. 1

Numărul de piese n_1, corespunzător punctului A, reprezintă lotul minim economic.

Numărul de piese n_2, corespunzător punctului B, reprezintă lotul maxim economic.

Egalînd ecuaţia (7) cu P_v şi rezolvînd în raport cu n, se obţine :

$$K_1 + \frac{K_2}{n} + K_3\, n = P_v ;$$

$$n_{1,2} = \frac{(P_v - K_1) \mp \sqrt{(P_v - K_1)^2 - 4\,K_2 K_3}}{2 K_3}. \quad (8)$$

Prin diferenţierea relaţiei (7) în raport cu n şi egalare cu zero se obţine :

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{K_2}{K_3}}$$

sau

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{V_p(R_2+1)(R_3+1)}{\frac{1}{2}\sum_{i=0}^{I}(p_i \cdot \varepsilon + d_i)\,[V_i - V_{i+1}]}}, \text{buc.} \quad (9)$$

Acest număr de piese reprezintă lotul optim economic, adică acel lot de piese care, lansat în fabricaţie, conduce la cheltuieli de producţie minime.

Concluzii

Stabilirea mărimii lotului minim economic şi a lotului optim pe această cale asigură o imagine clară asupra elementelor de cheltuieli, indicînd unde trebuie acţionat pentru reducerea acestora. Metoda poate fi aplicată în toate cazurile care îndeplinesc condiţiile prezentate la începutul lucrării. Se recomandă mai ales în situaţia în care numărul de piese lansat în fabricaţie, n_l, este mai mic decît n_{opt} prin verificarea inegalităţii :

$$n_1 < n_l < n_{opt}. \qquad (10)$$

Prin faptul că apelează la date care sînt cunoscute în cadrul întreprinderii, metoda este rapidă, ţinînd cont de o judicioasă folosire a mijloacelor circulante şi a mijloacelor fixe. Se elimină şi situaţia ca, la începerea unui nou lot, să se lucreze cu scule şi dispozitive amortizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, Gh.* Tehnologia construcţiei de maşini. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1962.

[2] *Cruceru, C.* Fundamentarea economică a mărimii lotului de produse. În : Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 2, 1961.

[3] *Stăncioiu, I.* Programarea operativă a producţiei de maşini. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1965.

[4] *Petre, A.* Problemele actuale ale conducerii întreprinderilor industriale (Conducerea şi organizarea producţiei). Bucureşti, I. D. T., 1969.

CZ 621. 941 – 436

Contribuţii privind executarea suprafeţelor sferice prin strunjire

Ing. Gh. TODEA – M.I.C.M. – Bucureşti

Ing. Gh. CALEA – Institutul politehnic – Bucureşti

Executarea pieselor de formă sferică pune foarte multe probleme în producţie, mai ales atunci cînd se prelucrează piese de serie şi cu precizie ridicată. De aceea, în majoritatea cazurilor se folosesc fie dispozitive speciale de strunjit sferic, fie cuţite profilate.

Diferitele sisteme constructive cunoscute de dispozitive pentru strunjit sferic prezintă însă dezavantajul că sînt limitate ca posibilităţi de utilizare, au manevrarea greoaie, fără o reglare continuă, iar pentru a le fixa în poziţie de lucru, în multe cazuri se demontează suportul cuţitului, ceea ce duce la imposibilitatea utilizării sculelor din suport pentru alte operaţii.

Folosind principiul generării suprafeţelor profilate de revoluţie, în cadrul laboratorului de tehnologia metalelor din Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej" – Bucureşti s-a conceput, construit şi experimentat un dispozitiv de strunjit sferic universal, într-un mod simplu şi fără nici o modificare constructivă sau de montaj făcută strungului.

Dispozitivul construit înlătură dezavantajele arătate prin faptul că este universal, uşor de manevrat, cu posibilităţi de reglare continuă a razei sferei în limite foarte largi, precizie ridicată de sfericitate, fixarea făcîndu-se în suport în locul unui singur cuţit.

În figura 1 se arată dispozitivul universal pentru strunjirea sferică, montat pe strung în poziţie de lucru.

Dispozitivul este constituit dintr-o carcasă *1*, prevăzută cu o talpă de fixare *2*, în carcasă fiind montate angrenajele pentru transmiterea mişcării de avans circular *s* al cuţitului fixat în pinola suport *3*. Aceasta este prevăzută cu o scară gradată *4*, pentru reglarea grosolană la cota respectivă, dimensiunea finală obţinîndu-se prin deplasarea fină a cuţitului *5* în locaş, folosind şurubul de reglare *6*.

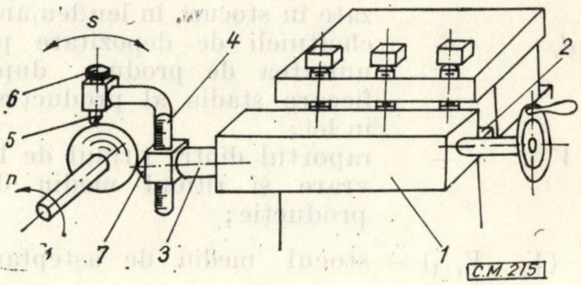


Fig. 1

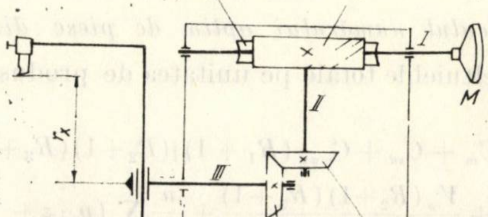


Fig. 2

Dispozitivul se fixează în suportul cuţitului, iar pentru poziţionare faţă de axa de rotaţie a piesei se foloseşte vîrful de centrare 7 din capătul axului de ieşire din carcasă.

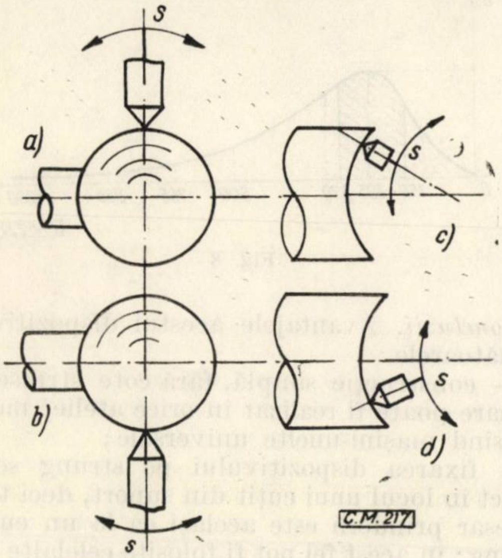


Fig. 3

Conform schemei cinematice din figura 2, mişcarea de avans este transmisă de la o roată de mînă *M*, printr-un angrenaj melc-roată melcată cu raportul de transmitere $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{40}$ şi un angrenaj conic $\frac{Z_3}{Z_4} = 1$, la axul de ieşire *III*, prevăzut cu locaşul pentru fixarea pinolei portcuţit.

Posibilităţile de generare a suprafeţelor sferice cu dispozitivul sînt arătate în figura 3. Se observă că se poate lucra atît deasupra axei de rotaţie (fig. 3, *a*, *c*), cît şi sub axă (fig. 3, *b*, *d*),

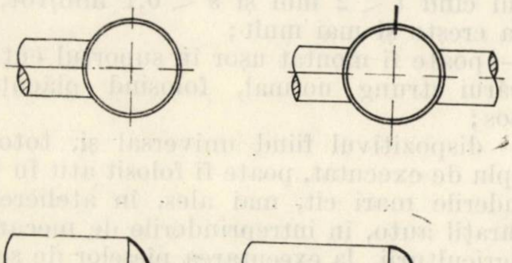


Fig. 4

cu avansul cuţitului *s* în ambele sensuri. De asemenea, se poate lucra şi cu turaţia inversă a axului principal prin schimbarea poziţiei cuţitului în suport cu 180°.

Din experimentarea dispozitivului pe strung rezultă că rigiditatea este mai bună cînd se lucrează cu cuţitul sub axa piesei (fig. 3, *b*), pentru strunjirea suprafeţelor exterioare şi (fig. 3, *d*) pentru suprafeţele interioare, cu sensul normal de rotaţie al axului principal; dacă utilizăm sensul invers de rotaţie, se obţine o rigiditate bună în toate cazurile.

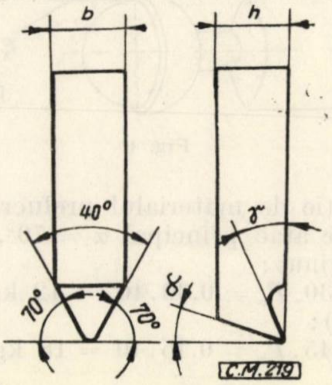


Fig. 5

În figura 4 sînt reprezentate cîteva dintre suprafeţele sferice care se obţin utilizînd acest dispozitiv.

Dispozitivul a fost executat şi experimentat în laboratorul de tehnologia materialelor al Facultăţii de tehnologia construcţiilor de maşini din Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej", cu mijloace proprii.

Folosind dispozitivul construit, cu datele caracteristice (fig. 2):

$Z_1 = 1$ început,
$Z_2 = 40$,
$Z_3 = Z_4 = 20$,
$r_{x\,min.} = 5$ mm,
$r_{x\,max.} = 45$ mm,

s-a determinat influenţa deformaţiilor braţului suport asupra preciziei de prelucrare a suprafeţelor sferice exterioare în următoarele condiţii de lucru:

— Maşina-unealtă — strungul universal SN –400; cuţitul utilizat (fig. 5); materialul cuţitului R–18; materialul prelucrat OL 60. În figura 5, $h \times b = 10 \times 10$; $\alpha = 11°$; $\gamma = 20°$.

— Regimul de aşchiere (de finisare): $v = 80$ m/min; $s = 0{,}2$ mm/rot; t = 2 mm.

În cadrul experimentării, calculul forţelor de aşchiere (fig. 6) s-a făcut utilizînd relaţia obişnuită de calcul pentru forţa principală de aşchiere:

$$P_z = C_p\, t s^n$$

unde:

C_p este coeficientul care caracterizează condiţiile de lucru;
t — adîncimea de aşchiere, mm;
s — avansul, mm/rot;
n — exponent.

Pentru regimul de finisare se alege t — 2 mm; $C_p = 200$; s = 0,2 mm/rot; n = 0,75, în care caz $P_z = C_p\ ts^n = 200.2.0{,}2^{0,72} = 40$ kgf.

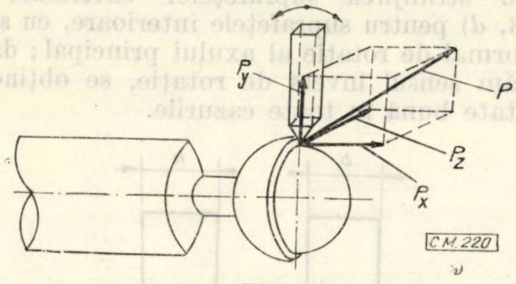


Fig. 6

În funcție de materialul prelucrat OL 60 și unghiul de atac principal $\alpha = 70°$, experimental s-a obținut:

$P_y = 0{,}30 . P_z = 0{,}30 . 40 = 12$ kgf (forța de respingere);

$P_x = 0{,}45 . P_z = 0{,}45 . 40 = 18$ kgf (forța de avans).

Abaterile de la diametru în funcție de r_x sînt redate în tabela 1, iar variația deformațiilor brațului suport în funcție de r_x, în figura 7.

Tabela 1

D, mm	Δ_D (măsurat experimental)
10	0,02
20	0,02
30	0,04
40	0,04
50	0,06
60	0,06
70	0,08
80	0,08
90	0,10

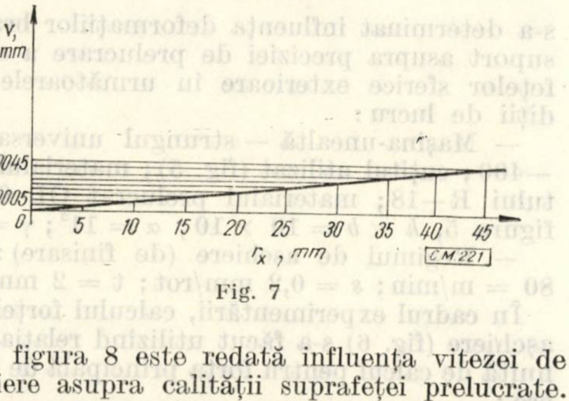


Fig. 7

În figura 8 este redată influența vitezei de așchiere asupra calității suprafeței prelucrate.

Din grafic rezultă o calitate bună a suprafeței sub 305 rot/min ($v = 40$ m/min) și peste 370 rot/min (v = 60 m/min).

Desigur asupra calității suprafeței prelucrate mai au influență și alți factori, cum ar fi: adîncimea de așchiere, unghiurile cuțitului, precum și materialul din care sînt confecționate piesa de prelucrat sau scula așchietoare.

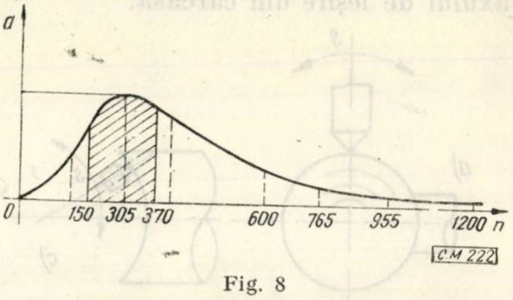


Fig. 8

Concluzii. Avantajele acestui dispozitiv sînt următoarele:

— construcție simplă, fără cote strînse, prin urmare poate fi realizat în orice atelier mecanic folosind mașini-unelte universale;

— fixarea dispozitivului pe strung se face direct în locul unui cuțit din suport, deci timpul necesar prinderii este același ca la un cuțit de strung; în acest fel pot fi folosite celelalte cuțite din suport pentru degroșare sau alte operații, dispozitivul rămînînd fixat în poziție de lucru;

— dispozitivul este universal, putîndu-se executa atît suprafețe sferice exterioare, cît și interioare, într-o gamă foarte variată;

— reglarea razei se face continuu și în limite destul de largi; pentru diametre de diferite game se pot utiliza diferite suporturi pentru cuțit, care se pot schimba foarte ușor;

— se folosește cuțitul de strunjire normală de finisare;

— precizia obținută la piesele prelucrate cu dispozitivul este aceeași ca și la strunjirea obișnuită de finisare; în regim de șlefuire se obține o precizie destul de mare la prelucrarea sferelor cu $D_{min} = 10$ mm și $D_{max} = 90$ mm, iar în cazul cînd $t < 2$ mm și $s < 0{,}1$ mm/rot, precizia crește și mai mult;

— poate fi montat ușor în suportul cuțitului oricărui strung normal, folosind plăcuțe de adaos;

— dispozitivul fiind universal și, totodată, simplu de executat, poate fi folosit atît în întreprinderile mari cît, mai ales, în atelierele de reparații auto, în întreprinderile de mecanizare a agriculturii, la executarea pieselor de schimb care necesită o precizie ridicată de sfericitate. De asemenea, poate fi folosit și în modelări la executarea garniturilor de modele metalice sau nemetalice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popovici, C.* și colaboratorii. Tehnologia construcției de mașini, București, Editura didactică și pedagogică 1967.

[1] *Rothampl, F.* și colaboratorii. Technologie des Maschinenbaues. Berlin, Verlag Technik, 1960.

CZ 621 – 522 : 621 – 82

Panou hidraulic cu acționare combinată în construcția mașinii cu comanda secvențială model MSSF-12

Ing. Corneliu VONICA – Uzina mecanică – Mîrșa

Tipizarea, actualmente valabilă, pentru panourile hidraulice de acționare a mașinilor agregate și liniilor automate [1], notează cu *PHl.n.k.* tipul de panouri ce conțin *n* receptori (motoare hidraulice) cu o forță de avans maximă de *k* kgf.

Sistemele de acționare combinată de tipul mai sus amintit prezintă o serie de dificultăți ce se datoresc acționării simultane a mai multor motoare hidraulice de la un singur generator. Soluția clasică, în cazul în care sînt necesare două viteze diferite de lucru (deplasare rapidă și avans de lucru), presupune existența a două pompe pentru cele două valori ale deplasărilor rapide și tehnologice. De exemplu, panoul hidraulic destinat acționării simultane a trei capete de forță, model U 4244 (tipizat în construcția de agregate în U.R.S.S.) folosește două pompe, cu palete cu dublă acțiune, de debit constant. De regulă, pompa avansurilor tehnologice are debitul q de valoare redusă, supapa de descărcare fiind reglată la presiunea maximă corespunzătoare capului de forță cel mai greu solicitat în timpul lucrului. Pompa destinată deplasărilor rapide dispune de un debit $Q > q$, iar supapa sa de descărcare este reglată la presiunea maximă corespunzătoare capului de forță cu sarcina maximă în gol. În același timp, debitul Q trebuie să satisfacă cerințele deplasării rapide simultane a celor n capete.

Supapele de descărcare montate în derivație la circuitul de refulare al celor două pompe sînt de tipul cu două trepte de presiune. Celor două supape li se adaugă un distribuitor ce realizează intrarea și scoaterea din funcțiune a treptei înalte de presiune a supapei Q.

Distribuția uleiului — în asemenea situații — este asigurată de către un număr de grupuri de distribuitoare egal cu cel al motoarelor hidraulice (combinarea situațiilor „DA" și „NU" a electromagneților de comandă dînd succesiunea fazelor ciclogramei), reglarea și stabilitatea vitezei fiind asigurate de către regulatoarele de viteză cu două căi plasate pe admisia fiecărui motor hidraulic.

Inconvenientele ce caracterizează soluția general acceptată pot fi sintetizate în următoarele:

— necesitatea existenței a două generatoare cu debite și presiuni de lucru diferite;

— prezența a două supape cu două trepte, cu rol esențial în obținerea diferenței de valoare între cele două genuri de deplasare (rapidă și avans tehnologic);

— multiplicarea grupurilor de distribuție și reglare o dată cu sporirea numărului de motoare hidraulice;

— majorarea numărului total al distribuitoarelor panoului prin cele necesare intrării sau scoaterii din funcțiune a treptei de presiune înaltă din construcția supapelor de descărcare;

— variații ale avansului de lucru, în cazul suprapunerii diverselor faze ale ciclogramelor motoarelor, datorită inerției în reacție a elementelor de stabilizare din circuit;

— randament energetic — în ansamblul sistemului — relativ redus, avînd două generatoare cu un debit periodic recirculat, direct în bazin, destul de mare.

Sistemul hidraulic destinat acționării combinate simultane a celor trei motoare hidraulice liniare ale mașinii model MSSF-12, utilaj proiectat și realizat în cadrul Uzinei Mecanica Mîrșa, rezolvă în mare măsură aspectele esențiale ale dificultăților menționate, proprii acestui tip de acționări.

★

Mașina pentru prelucrat ferodou model MSSF 12 este destinată prelucrării prin strunjire a ferodoului fixat pe saboții sistemului de frînare al vehiculelor rutiere. Mașina (fig. 1), lucrînd în

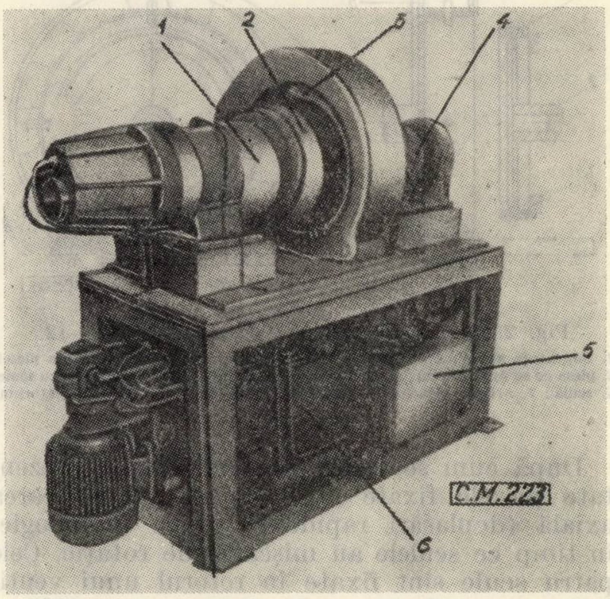


Fig. 1. Mașina pentru prelucrat ferodou, model MSSF-12.

1. pinola avansului; *2.* piesa pentru prelucrat; *3.* rotorul cu scule; *4.* pinola arborelui principal; *5.* panoul hidraulic al sistemului de ungere; *6.* panoul hidraulic al acționării.

ciclu semiautomat sau automat (cu adaptări pentru alimentarea automată), are acționarea hidraulică, iar comanda — de tip secvențial — realizată cu ajutorul unui echipament electronic.

Pînă la darea în exploatare a acestui utilaj, prelucrarea ferodoului se face pe un strung SN 400, folosindu-se un dispozitiv fixat pe arborele principal al mașinii. Soluția era deci cea „clasică" adică piesa avea mișcarea de rotație, sculei revenindu-i realizarea adîncimii și avansului de așchiere. Inconvenientele soluției constau în :

— nesiguranța fixării pieselor (piese voluminoase, dificil de fixat într-un dispozitiv avînd o turație de circa 450 rot/min); de altfel sistemul de fixare a provocat accidente ce puteau fi grave :

— rigiditatea redusă a sistemului mașină — sculă — piesă, sursă de vibrații (calitate inferioară a suprafeței prelucrate și durabilitate redusă a sculei);

— capacitate productivă redusă a mașinii la operație (timpii auxiliari excesiv de mari);

— microclimat necorespunzător datorită șpanului de ferodou (în proporție de 50% praf cu granulație fină) ce difuzează pe o rază de circa 8 m.

Neajunsurile metodei folosite a determinat schimbarea radicală a principiului de prelucrare, acționarea hidraulică și comanda secvențială constituind modalitatea de realizare a noii metode. Astfel a rezultat mașina MSSF-12 cu schema funcțională din figura 2.

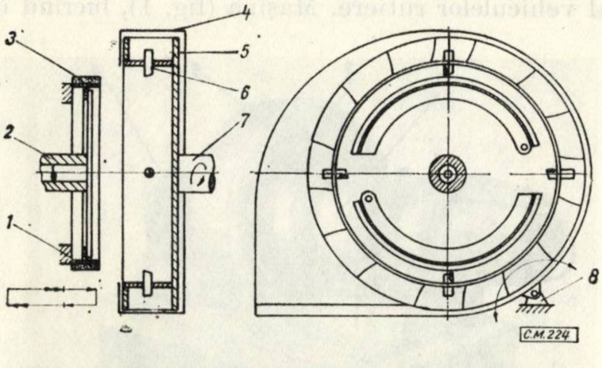


Fig. 2. Schema funcțională a mașinii MSSF—12.

1. Suprafața suport a dispozitivului de fixare; *2.* sistemul de fixare a piesei; *3.* piesa ce se prelucrează; *4.* carcasa ventilatorului; *5.* placa rotorului cu scule; *6.* sculă; *7.* arbore principal; *8.* punctul de rotire al carcasei ventilatorului.

După cum se vede, în cazul mașinii prezentate piesele fixate în dispozitiv au mișcarea axială (deplasări rapide și avans tehnologic) în timp ce sculele au mișcarea de rotație. Cele patru scule sînt fixate în rotorul unui ventilator, reușindu-se astfel evacuarea rapidă a șpanului pe măsură ce acesta rezultă în prelucrare. Buncărul din spatele mașinii colectează șpanul.

Carcasa ventilatorului *4* se poate roti în jurul punctului *8* permițînd reglarea debitului de aer evacuat.

Varierea debitului de aer se poate face și prin modificarea poziției paletelor ventilatorului, dacă acesta este executat în varianta cu palete reglabile.

Sub placa pinolelor (fig. 1) sînt fixate panoul hidraulic al sistemului de ungere *5* și panoul *6* ce comandă deplasările dispozitivului, strîngerea și destrîngerea piesei și antrenarea arborelui principal.

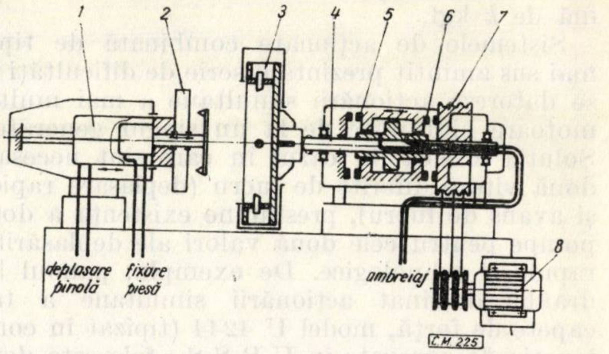


Fig. 3. Schema cinematicà.

1. pinola; *2.* dispozitiv pentru fixarea pieselor; *3.* ventilator cu scule; *4.* arbore principal; *5.* ambreiaj — grup de frînare; *6.* ambreiaj — grup cuplare; *7.* roată pentru curele trapezoidale solidară cu discurile de antrenare ale ambreiajului; *8.* motorul electric pentru antrenarea arborelui principal.

Schema cinematică a mașinii este dată în figura *3*. Mișcarea de avans a pieselor fixate în dispozitivul *2* este realizată prin pinola *1*, fixată coaxial cu pinola antrenării principale.

Motorul hidraulic ce acționează dispozitivul de fixare a pieselor se află încorporat în pinola avansului *1*. Acționarea ambreiajului se face tot hidraulic, arborele principal putîndu-se afla în trei situații distincte : cuplat, liber și frînt.

Schema hidraulică de principiu, a mașinii MSSF-12, este dată în figura 4. Fazele ciclului de lucru — comandă în ciclu semiautomat — se obțin prin conectarea electromagneților distribuitoarelor în succesiunea specifică în tabela 1 și la semnalul limitatoarelor.

Schema hidraulică este figurată în poziția „STOP" cînd pinola avansului este retrasă, dispozitivul de fixare a piesei este destrîns, iar ambreiajul hidraulic în poziție frînat, sistemul de comandă secvențială găsindu-se conectat în varianta „semiautomat". Sistemul hidraulic este de tipul cu acționare combinată simultană a trei motoare hidraulice liniare cu dublă acțiune. Spre deosebire de panourile cu destinație similară, panoul MSSF-12 dispune de un singur generator (pompă cu roți dințate tip FSPR-1 avînd $Q = 40$ l/min și $p = 95$ kgf/cm^2 la 1 350 rot/min), deși ciclograma pinolei avansului (tabela 1) prevede deplasări rapide și avansuri tehnologice, iar motorul hidraulic al dispozitivului de fixare a piesei lucrează la o presiune mult superioară celei nominale din sistem.

De asemenea, deși schema conține trei motoare, există numai două grupuri de distribuție, unul fiind comun pentru două motoare. Pentru trecerea din sistemul „MANUAL” în „SEMIAUTOMAT” există distribuitorul *4* (fig. 4), pentru obținerea presiunii de lucru la strîngere este folosit amplificatorul *6* cu raport de amplificare 4 : 1, iar pentru obținerea celor două viteze de deplasare la pinola *16* se folosesc combinațiile între droselul de cale *13* și regulatorul de viteză 14.

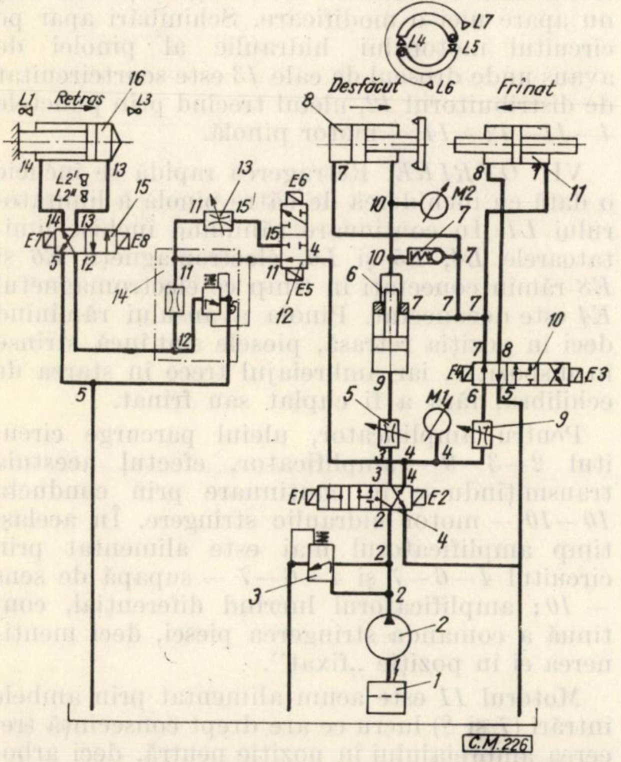


Fig. 4. Schema hidraulică de principiu a mașinii MSSF—12

1. filtru; *2.* pompă; *3.* supapă de descărcare; *4, 10, 12, 15* — distribuitoare; *5, 9, 13*—drosel de cale; *6.* amplificator; *7.* supapă de sens; *8.* motorul hidraulic liniar al dispozitivului de fixare a piesei; *11.* motorul hidraulic liniar al ambreiajului; *14.* regulator de viteză; *16.* motorul liniar al pinolei de avans.

Deoarece în sistemul pinolei de avans și al ambreiajului nu este nevoie de o presiune ridicată, pe aceste tronsoane a fost folosită presiunea de 35 kgf/cm^2, în tronsonul dispozitivului de strîngere presiunea atingînd 140 kgf/cm^2 cu ajutorul amplificatorului de presiune *6*.

În continuare sînt descrise fazele ciclului de lucru semiautomat.

I. *STOP*. În această fază pinola avansului este retrasă, dispozitivul destrîns, iar ambreiajul frînat. Pentru aceasta trebuie ca electromagneții *E1*, *E3*, *E6* și *E8* să fie conectați, iar limitatoarele *L1* și *L7* închise. Traseul uleiului va trece prin punctele *1—2—4—6—7*, iar de aici în două direcții: *7—7*— motorul hidraulic al ambreiajului și *7—7* — amplificator, simultan cu *7—7* — motor dispozitiv pentru fixare piesă. De asemenea, uleiul va parcurge tot acum traseul ce trece prin punctele *4—11—12—14* — motor pinolă avans.

Uleiul parcurgînd traseele amintite, va comanda retragerea pinolei de avans în poziția de plecare închizînd în același timp limitatorul *L1*, va comanda retragerea pistonului amplificatorului 6, va frîna arborele principal și va deschide dispozitivul de fixare a pieselor. Privind ultima operație, se remarcă două lucruri și anume:

uleiul, parcurgînd traseul *7—7* amplificator, pe lîngă faptul că ajută retragerii pistonului face și completarea eventualelor pierderi pe la punctele de racord ale conductei ce leagă amplificatorul cu motorul hidraulic;

— în această fază, motorul hidraulic liniar *8* lucrează diferențial deoarece există alimentarea simultan pe traseele *7—7* și *10—10*.

II. *STRINS*. Se introduc cele două piese ce urmează a se prelucra și se formează cercul prin apăsarea pieselor pînă la atingerea limitatoarelor de pe dispozitiv. La închiderea limitatoarelor *L4* și *L5* în timp ce limitatoarele *L1* și *L7* rămîn închise (pinolă retrasă și capotă de protecție deschisă) are loc deconectarea electromagneților *E1* și *E3*, electromagneții *E6* și *E8* rămînînd conectați de la faza precedentă. Traseul uleiului se modifică după cum urmează:

— punctele *3* și *4* alimentate simultan pun în paralel toate motoarele hidraulice;

— prin punctele *2—3—9* este alimentat amplificatorul *6* care determină, prin deplasarea unui volum de ulei, pe conducta *10—10*, retragerea pistonului motorului *8* și deci strîngerea pieselor;

— prin punctele *2—4—6—7* sînt alimentate simultan amplificatorul — camera superioară — și motorul dispozitivului de strîngere, iar prin punctele *6—8* — motorul ambreiajului.

După cum se vede și în această fază motorul hidraulic al dispozitivului de strîngere lucrează diferențial, însă rezultatul — spre deosebire de faza precedentă — este strîngerea pieselor care se prelucrează; în același timp, motorul hidraulic al ambreiajului fiind alimentat concomitent cu ambele camere rămîne în poziție de echilibru fără a frîna sau cupla arborele principal;

— în fine, uleiul urmează în continuare și în această fază traseul *4—11—12—14* — motor pinolă avans, determinînd în continuare menținerea pinolei în poziția retrasă.

III. *APROPIERE RAPIDA*. Pentru începerea fazei, este închisă capota de protecție; prin aceasta limitatorul *L6* este închis, iar *L7* deschis. Drept urmare electromagneții *E4* și *E7* sînt conectați, iar *E8* deconectat. Limitatoarele *L4* și *L5* rămîn închise, de asemenea și *L1* însă numai în prima parte a fazei deoarece prin începerea deplasării rapide a pinolei limitatorul *L1* este deschis.

Începe deplasarea rapidă a pinolei, piesele fiind strînse mai puternic, iar arborele principal cuplat.

Trecînd prin punctele *2—4—11—12—13* motor hidraulic al pinolei de avans, uleiul de lucru determină începerea deplasării pinolei avansului cu o viteză rapidă reglată la o valoare dorită prin regulatorul de viteză *14*.

În acelaşi timp uleiul trece prin punctele *4—6—8* motorul ambreiajului determinînd cuplarea arborelui principal — prin setul de discuri dreapta — la roata de antrenare ce se află deja în mişcare. De remarcat că această cuplare a arborelui principal are loc numai după ce pinola avansului a pornit deja deschizînd limitatorul *L1*.

În fine, prin punctele *2—3—9* amplificator, pistonul acestuia este acţionat în continuare; strîngerea pieselor executate de către pistonul motorului *8* creşte în această fază deoarece contrapresiunea din camera stîngă a motorului dispare prin legarea de bazin a camerei, lucru ce se face pe traseul *7—7—5* bazin. Pentru strîngerea pieselor se foloseşte toată forţa rezultată din prezenţa presiunii furnizată de amplificatorul *6*.

IV. *AVANS DE LUCRU*. O dată începută deplasarea rapidă a pinolei avansului, aceasta durează pînă la închiderea limitatorului *L2*; în acest moment electromagnetul *E6* este deconectat, în locul său fiind conectat electromagnetul *E5*. În rest, elementele închise sau conectate în faza precedentă rămîn în aceeaşi situaţie, adică limitatoarele *L4* şi *L6* rămîn închise, iar electromagneţii *E5* şi *E7* conectaţi. Traseul urmat de ulei, în ceea ce priveşte motoarele hidraulice de strîngere şi ambreiaj rămîne acelaşi. Privind traseul uleiului ce acţionează pinola de avans, acesta se modifică prin închiderea în circuit a unui drosel de cale *13* care intră în serie cu regulatorul de viteză *14*. Traseul deci trece prin punctele *4—15—11—12—13* motor hidraulic de avans.

V. *RETRAGERE LENTĂ*. Avansul de lucru încetează o dată cu închiderea limitatorului *L3*, moment în care începe retragerea lentă a pinolei avansului. O dată cu închiderea limitatorului *L3* are loc deconectarea electromagnetului *E7* şi conectarea electromagnetului *E8*. Limitatoarele *L4*, *L5* şi *L6* rămîn închise şi în această fază, iar electromagneţii *E4* şi *E5* rămîn conectaţi.

În continuare, rămîne acelaşi circuit pentru uleiul de acţionare a motoarelor hidraulice *8* şi *11* ca şi în faza precedentă. Schimbarea survine numai în circuitul motorului *16* al pinolei de avans unde traseul trece prin punctele *4—15—11—12—14* motor pinolă avans.

VI. *RETRAGERE RAPIDĂ*. În momentul închiderii limitatorului *L2*”, comandă dată de către pinola ce se retrage lent după terminarea operaţiei, începe retragerea rapidă, ferodoul scăpînd din zona cuţitelor. Limitatoarele *L4*, *L5* şi *L6* rămînînd în continuare închise, situaţia electromagneţilor conectaţi se modifică prin deconectarea electromagnetului *E5* şi conectarea electromagnetului *E6*, rămînînd sub tensiune electromagneţii *E4* şi *E8*.

Comparînd circuitul uleiului în această fază cu cel din faza precedentă, se constată că pe tronsoanele motoarelor de strîngere şi ambreiaj nu apare nici o modificare. Schimbări apar pe circuitul motorului hidraulic al pinolei de avans unde droseul de cale *13* este scurtcircuitat de distribuitorul *12*, uleiul trecînd prin punctele *4—11—12—14* — motor pinolă.

VII. *OPRIRE*. Retragerea rapidă se încheie o dată cu închiderea de către pinolă a limitatorului *L1*. În continuare rămînînd închise limitatoarele *L4*, *L5* şi *L6*, electromagneţii *E6* şi *E8* rămîn conectaţi în timp ce electromagnetul *E4* este deconectat. Pinola avansului rămînînd deci în poziţia retrasă, piesele sînt încă strînse în dispozitiv, iar ambreiajul trece în starea de echilibru, fără a fi cuplat sau frînat.

Pentru amplificator, uleiul parcurge circuitul *2—3—9* — amplificator, efectul acestuia transmiţîndu-se în continuare prin conducta *10—10* — motor hidraulic strîngere. În acelaşi timp amplificatorul mai este alimentat prin circuitul *4—6—7* şi *4—6—7* — supapă de sens — *10*; amplificatorul lucrînd diferenţial, continuă a comanda strîngerea piesei, deci menţinerea ei în poziţie ,,fixat”.

Motorul *11* este acum alimentat prin ambele intrări (*7* şi *8*) lucru ce are drept consecinţă trecerea ambreiajului în poziţie neutră, deci arborele principal devine liber.

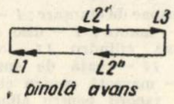
VIII. *FRINARE*. Pinola avansului fiind retrasă, iar arborele principal liber, se deschide capota mobilă. Astfel limitatorul *L6* este deschis fără însă ca limitatorul *L7* să fie încă închis. Situaţia este deci o stare de tranziţie între cele două stări limită (*L6* sau *L7* închis). Acum are loc frînarea arborelui principal, piesele rămînînd strînse, iar pinola avansului retrasă. Este conectat electromagnetul *E3*, rămînînd conectaţi electromagneţii *E6* şi *E8*.

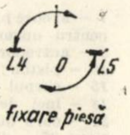
Prin conectarea electromagnetului *E3* motorul ambreiajului este alimentat numai în camera din dreapta prin punctele *6—7* fapt ce duce la trecerea ambreiajului în situaţia ,,frînat”. Este necesar acest lucru deoarece în faza următoare are loc scoaterea pieselor şi se impune eliminarea oricărui risc de a opera într-o zonă în care există pericolul cuplării accidentale a unui dispozitiv cu scule în mişcare de rotaţie (rotorul cu scule).

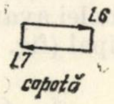
Ciclul de lucru se reia de la prima fază descrisă prin închiderea, de către capota mobilă complet deschisă, a limitatorului *L7*. După cum s-a mai arătat, în acest caz electromagneţilor conectaţi *E3*, *E6* şi *E8* li se adaugă electromagnetul *E1* lucru ce duce la destrîngerea pieselor,

Tabela 1

Faza		Elemente: LIMITATORI L1	L2′	L3	L2″	L4	L5	L6	L7	ELECTROMAGNEȚI E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
Ciclu semiautomat	Stop	+	−	−	−	−	−	−	+	+	−	+	−	−	+	−	+
	Strîns	+	−	−	−	+	+	−	+	−	−	−	−	−	+	−	+
	Apropiere rapidă	+ −	−	−	−	+	+	+	−	−	−	−	+	−	+	+	−
	Avans lucru	−	+	−	−	+	+	+	−	−	−	−	+	+	−	+	−
	Retragere lentă	−	−	+	−	+	+	+	−	−	−	−	+	+	−	−	+
	Retragere rapidă	−	−	−	+	+	+	+	−	−	−	−	+	−	+	−	+
	Oprire	+	−	−	−	+	+	+	−	−	−	−	−	−	+	−	+
	Frînare	+	−	−	−	+	+	−	−	−	−	+	−	−	+	−	+
Ciclu manual		−	−	−	−	−	−	−	−	−	+	−	−	−	−	−	−







pinola avansului rămînînd retrasă, iar arborele principal frînat.

★

Sistemul hidraulic MSSF-12 prezintă, prin comparare cu soluțiile aplicate în construcțiile existente de către diversele firme specializate în domeniul acționărilor hidrostatice (unități de lucru model ZIL, NATCO, EXCELLO, SKB), următoarele avantaje:

— simplificare constructivă prin eliminarea grupului de două supape de descărcare cu două trepte și anularea unui grup de distribuție prin combinarea funcțională a două motoare;

— realizarea a două presiuni de lucru diferite în același sistem, cu folosirea unei singure pompe, prin includerea unui amplificator în etajul de înaltă presiune;

— randament energetic superior sistemelor cu două pompe (sisteme cu deversare majoră în diverse faze);

— durabilitate mărită a elementelor de distribuție, reglare și etanșare prin folosirea unei presiuni de lucru reduse (35 kgf/cm^2).

Cu ocazia realizării acestui panou au fost experimentate (urmînd a fi folosite la viitoarele agregate) anumite elemente de acționare hidrostatică cum ar fi:

— amplificatorul de presiune cu raportul de multiplicare 4 :1;

— ansamblul pinolă — dispozitiv de fixare piesă, avînd două motoare hidraulice cu funcționare diferențială în anumite faze ale ciclului;

— ambreiajul cu comandă hidraulică, avînd și poziția „decuplat" (echilibru).

Pentru comanda motorului hidraulic al dispozitivului de strîngere a fost prevăzut o variantă — verificată experimental cu rezultate bune — care înlocuiește amplificatorul *6* și supapa de sens *7* printr-un distribuitor cu 2 poziții (fig. 5). Modificarea făcută impune majorarea presiunii de lucru de la 35 kgf/cm^2 la 65 kgf/cm^2, presiune necesară strîngerii pieselor.

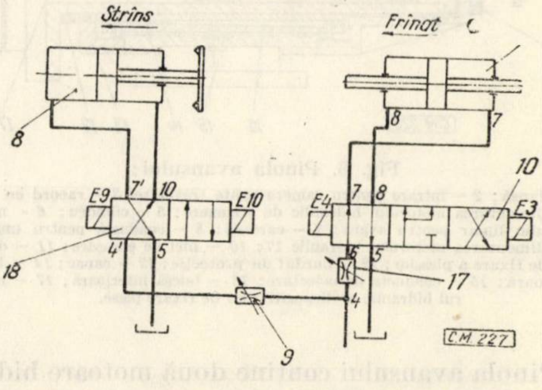


Fig. 5. Variantă pentru schema de acționare a motorului hidraulic de strîngere.

Prima variantă realizată are avantajul că folosește în sistemul motoarelor presiune diferențială, la valoarea optimă proprie fiecărui motor. Astfel rezultă un sistem hidraulic rațional, cu toate avantajele deja arătate. Inconvenientul soluției este legat tocmai de existența amplificatorului care pretinde o funcționare ireproșabilă a sistemului de completare cu ulei în cazul apariției celor mai mici pierderi la etanșări. În cazul în care sistemul de completare nu funcționează prompt, cu timpul cursa pistonului amplificatorului scade pînă la anulare, același lucru petrecîndu-se și cu pistonul motorului hidraulic de strîngere.

A doua variantă este — funcțional — mai simplă, strîngerea realizînd-o presiunea de lucru a pompei. Avantajul metodei constă în simplitate şi siguranţa în funcţionare. Prin droselul de cale *9* se reglează viteza de acţionare a motorului *8*, droselul *17* rămînînd pentru reglarea vitezei de reacţie a motorului ambreiajului *11*.

Dezavantajul metodei constă în ridicarea presiunii generale în sistemul hidraulic. Acest dezavantaj apare numai în raport cu acelaşi criteriu în cazul variantei precedente, el dispărînd dacă raportarea se face la cazul general al sistemelor de acţionare hidraulică a maşinilor-unelte unde presiunile de 60–70 kgf/cm² sînt frecvente.

*

Alături de principiul de prelucrare adoptat prezintă interes soluţiile constructive adoptate în realizarea pinolei avansului (fig. 6) şi a pinolei arborelui principal (fig. 7).

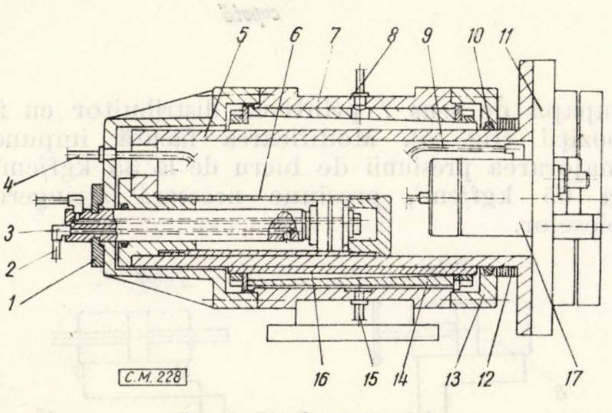


Fig. 6. Pinola avansului:

1 – flanşă; *2* – intrare pentru camera spate (revenire) *3* – racord cu inel; *4* – alimentarea motorului hidraulic de stringere; *5* – cilindru; *6* – motor hidraulic liniar pentru avans; *7* – carcasă; *8* – conductă pentru ungere; *9* – alimentarea motorului hidraulic 17; *10* – inel de etanşare; *11* – dispozitiv de fixare a pieselor; *12* – burduf de protecţie; *13* – capac; *14* – bucşă exterioară; *15* – conductă de colectare; *16* – bucşă interioară; *17* – motorul hidraulic al dispozitivului de fixare piese.

Pinola avansului conţine două motoare hidraulice liniare cu dublu efect: *6* – pentru mişcarea de avans şi *17* – pentru acţionarea dispozitivului *11* de fixare a pieselor.

Motorul *6* are tija solidară cu carcasa *7*, iar cilindrul fixat de cilindrul *5* constituie partea mobilă a motorului. Bucşile exterioară *14* şi interioară *16* servesc drept lagăr de alunecare reglabil pentru cilindrul (coloană) *5*, putîndu-se varia jocul ajustajului şi corecta uzura elementelor în contact.

Pinola arborelui principal (fig. 7) conţine ambreiajul acţionat hidraulic şi arborele principal. Antrenarea arborelui principal se face prin roata *14* montată în consolă, în corpul lagărului spate *15*.

Pistonul *12* al motorului hidraulic este solidar cu arborele principal, cilindrul *11* fiind piesa activă a motorului. Setul de discuri stînga serveşte frînării arborelui, iar setul dreapta serveşte antrenării.

Lagărele arborelui sînt unse sub presiune, colectarea uleiului de ungere făcîndu-se în mantaua 6.

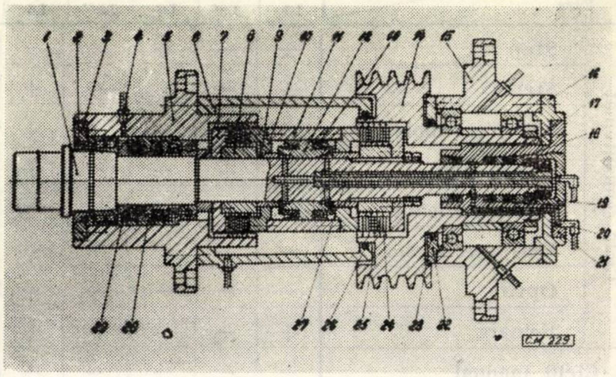


Fig. 7. Pinola arborelui principal:

1 – arbore principal; *2* – inel de etanşare; *3* – capac de etanşare; *4* – racord pentru ungere; *5* – corpul lagărului faţă; *6* – manta; *7* – disc opritor; *8* – antrenor; *9* – inel distanţier; *10* – capac cilindru *11* – cilindru; *12* – piston; *13* – manşetă pentru etanşare; *14* – roată de antrenare; *15* – corpul lagărului spate; *16* – capac; *17* – manşetă pentru etanşare; *18* – inel de reazem; *19* – capac orb; *20* – racord pentru alimentare; *21* – corp distribuitor; *22* – capac; *23* – inel de etanşare; *24* – disc exterior; *25* – disc interior; *26* – inel de etanşare; *27* – tijă de separaţie; *28* – bucşa lagărului; *29* – bucşa arborelui.

Sistemul de ungere (fig. 8) sub presiune asigură condiţiile optime de funcţionare a lagărelor de alunecare şi rostogolire ale celor două pinole. Ca generator foloseşte o pompă de construcţie specială (experimentată cu această ocazie) avînd un rotor – melc (presiunea din sistem este de 3–5 kgf/cm²). Debitul de ungere la fiecare punct este reglat printr-un robinet *4*, controlul presiunii uleiului din sistem făcînd-o releul de presiune electro-hidraulic ce deconectează general maşina la scăderea periculoasă a presiunii.

Atît bazinul panoului hidraulic al acţionării, cît şi bazinul sistemului de ungere conţin serpentine pentru răcirea forţată a uleiului. Serpen-

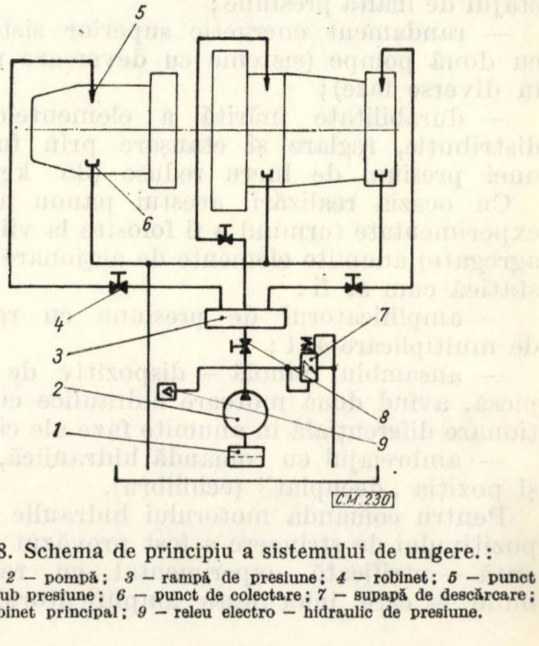


Fig. 8. Schema de principiu a sistemului de ungere.:

1 – filtru; *2* – pompă; *3* – rampă de presiune; *4* – robinet; *5* – punct de ungere sub presiune; *6* – punct de colectare; *7* – supapă de descărcare; *8* – robinet principal; *9* – releu electro – hidraulic de presiune.

tinele sînt racordate la instalația de apă a halei și cu ajutorul lor se menține temperatura uleiului la valoarea indicată de normative.

La realizarea celor două panouri hidraulice au fost folosite elemente tipizate I.C.T.C.M., unele modificate conform condițiilor impuse de schema hidraulică.

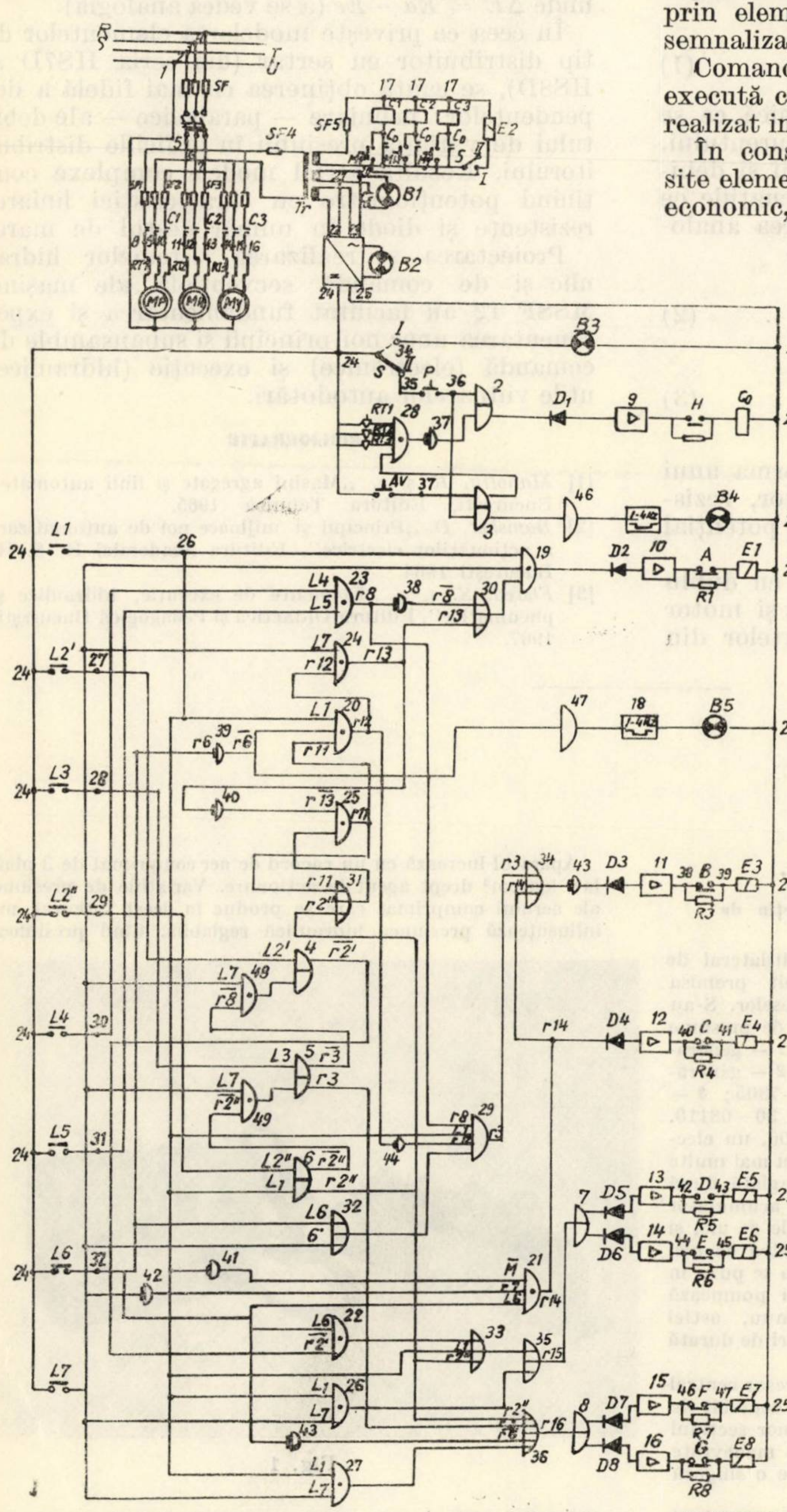


Fig. 9. Schema simbolică a instalației de automatizare MASES 12

★

Comanda în ciclul manual se folosește la reglarea diverselor subansamble și se realizează prin elemente (butoane, selectoare, lămpi de semnalizare) tipizate.

Comanda în ciclul semiautomat (automat) se execută cu ajutorul unui echipament electronic realizat integral în uzină.

În construcția echipamentului nu sînt folosite elemente UNILOG, pentru motive de ordin economic, blocurile fiind proiectate și executate în uzină. Modulele și blocurile echipamentului MASES 12, experimentate și realizate — în urma rezultatelor — în serie, au fost obținute la un preț inferior celui din comerț.

Instalația electrică de automatizare, avînd schema simbolică din figura 9, este montată — mare parte — în panoul electric (dulapul echipamentului electronic, pupitrul de comandă siguranțe, contactori), cu excepția electromagneților și limitatoarelor aflate pe panoul hidraulic.

Sistemul de comandă secvențională [2] realizat din elemente cu funcțiuni logice (cu comutație statică) și avînd ca surse ale semnalelor de comandă un grup de limitatoare — după o serie de rectificări impuse de lucrul prelungit în sarcină și în condițiile proprii secțiilor de uzinaj — funcționează corect, realizînd ciclogramele de lucru și corelarea lor.

★

Analiza sistemului hidraulic MSSF-12 se poate face prin rezolvarea pe cale analitică a ecuațiilor de funcționare, rezolvare dificilă în lipsa unor ipoteze simplificatoare (ecuațiile diferențiale liniare la care se ajunge prezintă dezavantajul unor soluții ce relatează aproximativ regimul de funcționare al sistemului discutat). Modelarea electrică a elementelor sistemului hidraulic care permite realizarea modelului sistemului hidraulic în ansamblu constituie a doua metodă folosită în analiza — mai completă — a sistemelor cu acționare hidrostatică [3].

Modelul electric al unei pompe FSPR1 folosită în sistemul MSSF-12 — este o sursă de curent constant, în timp ce modelul unui drosel de cale din seria folosită HD-50 se poate realiza din diode cuplate prin intermediul unei rezistenţe sau din tuburi electronice avînd caracteristicile statice identice cu ale droselului. Ecuaţia droselului capătă forma, pe baza analogiei electrohidraulice:

$$\Delta E = K.i^2 = R(i).i \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

unde R (i) reprezintă rezistenţa ohmică ce se modifică proporţional cu variaţia curentului.

Din ecuaţiile de variaţie a presiunii şi debitului într-o conductă se pot obţine ecuaţiile ce definesc modelul electric (prin folosirea analogiei $I \sim Q$ şi $E \sim p$), forma lor fiind

$$\frac{\partial E}{\partial x} + R.i + L.\frac{\partial i}{\partial t} = o \ldots. \quad (2)$$

$$\frac{\partial i}{\partial x} + G.E + C.\frac{\partial E}{\partial t} = o \ldots. \quad (3)$$

Schema electrică echivalentă are forma unui T şi este compusă dintr-un condensator, rezistenţe şi inductanţe la o diferenţă de potenţial $\Delta E = E1 - E2$.

În cazul motorului hidraulic liniar cu dublu efect, din seria HC 30 (motor avans şi motor stringere), în situaţia considerării forţelor din exterior ca nule, ecuaţia de mişcare a pistonului devine:

$$\Delta E = L.\frac{di}{dt}T + \frac{1}{C}.\int_0^t i_T\,dt \ldots\ldots \quad (4)$$

unde $\Delta E = Ea - Ee$ (a se vedea analogia).

În ceea ce priveşte modelarea elementelor de tip distribuitor cu sertar (din seria HS7D şi HS8D), se caută obţinerea cît mai fidelă a dependenţelor neliniare — parabolice — ale debitului de variaţia presiunii în orificiile distribuitorului. Rezultă astfel modele complexe conţinînd potenţiometre cu caracteristici liniare, rezistenţe şi diode în număr destul de mare.

Proiectarea şi realizarea sistemelor hidraulic şi de comandă secvenţială ale maşinii MSSF 12 au facilitat fundamentarea şi experimentarea unor noi principii şi subansamble de comandă (electronice) şi execuţie (hidraulice) utile viitoarelor autodotări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manoliu, R.* ş. a. ,,Maşini agregate şi linii automate'' Bucureşti, Editura Tehnică 1965.

[2] *Damsker, D.* ,,Principii şi mijloace noi de automatizare a acţionărilor electrice'', Editura Academiei R. S. R. Bucureşti 1964.

[3] *Florea, S.* ş. a. ,,Elemente de execuţie, hidraulice şi pneumatice''. Editura Didactică şi Pedagogică Bucureşti, 1967.

Documentare

VEB. Hydraulik Rochlitz — R.D.G.

Agregate hidraulice şi cilindri pentru construcţia de dispozitive

Dezvoltarea şi producţia unui sortiment multilateral de generatoare de presiune hidraulice au constituit premisa introducerii masive a strîngerii hidraulice a pieselor. S-au construit şi standardizat astfel trei generatoare de presiune deosebindu-se între ele prin modul de funcţionare: *1* — generator de presiune acţionat electric, TGL 30—7306; *2* — generator de presiune acţionat pneumatic, TGL 30—7305; *3* — generator de presiune acţionat manual, TGL 30—08118.

La generatorul acţionat electric, TGL 30—7306, un electromotor antrenează o pompă radială cu piston, cu mai multe trepte. La atingerea presiunii — care poate fi reglată după nevoie — motorul se deconectează automat. Un acumulator de presiune are misiunea de a compensa pierderile de ulei şi de a menţine constantă presiunea. Dacă cantitatea de ulei din acumulator devine insuficientă, atunci pompa se pune în funcţiune pentru un interval scurt de timp şi pompează uleiul necesar. Generatorul lucrează discontinuu, astfel încît uleiul nu se încălzeşte în cazul unei funcţionări de durată mai lungă.

Acest aparat este indicat în special drept compresor central pentru mai multe circuite de consumatori şi este deosebit de avantajos în cazul mecanizării şi raţionalizării unor secţiuni complete de finisare. Cu acest compresor pot fi manevrate toate elementele de strîngere avînd poziţia fie pe o singură parte, fie pe ambele părţi.

Compresorul acţionat pneumatic, TGL 30—7305, reprezintă unul dintre cele mai economice şi mai raţionale aparate de strîngere. Aparatul lucrează cu un racord de aer comprimat de 3 pînă la 6 kgf/cm² drept agent de acţionare. Variaţiile de presiune ale aerului comprimat care se produc în acest interval nu influenţează presiunea hidraulică reglabilă. Cînd presiunea hidraulică reglată este atinsă, compresorul se deconectează automat şi nu mai consumă energie în timpul procesului de strîngere. Consumul maxim de aer comprimat de 0,5 m³/min

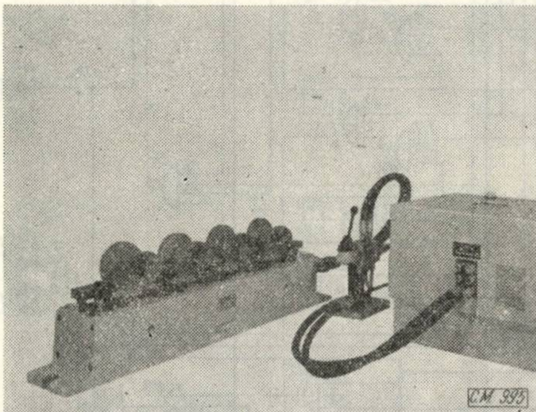


Fig. 1

(fără contrapresiune) nu periclitează pe ceilalți consumatori de aer.

Cantitatea debitată de 3 000 cm^3 este suficientă pentru a aduce la instalație, în 2 s, de exemplu 10 cilindri hidraulici (piston cu diametrul de 40 mm, cursa 8 mm) în scopul de a strînge piesa. Pentru operația de strîngere este suficientă cantitatea de ulei de 0,8 — 1 litru/min. Modul cel mai economic de lucru este să se facă încărcarea completă pentru mai multe mașini deodată.

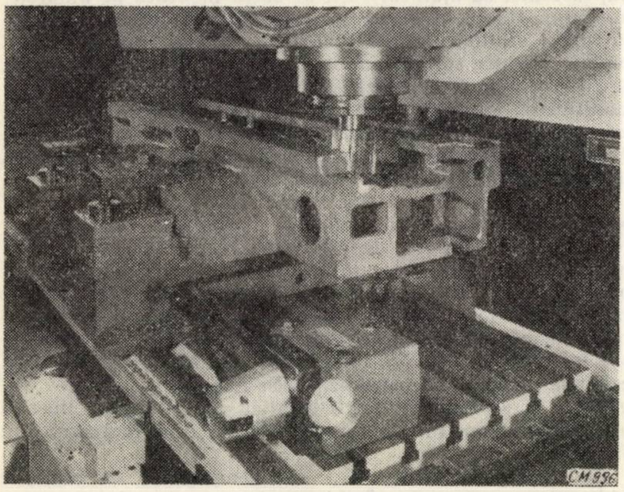


Fig. 2

Pentru echiparea separată a mașinilor cu dispozitivul de strîngere hidraulică, este indicat compresorul acționat manual TGL 30—08118. Datorită celor două trepte de pompare, la joasă presiune 16 cm^3/cursă și la presiune înaltă 1,6 cm^2/cursă se atinge presiunea maximă în foarte scurt timp, cu toate că acționarea se face manual. Îndeosebi este indicat acest tip de compresor în cazul cînd masa mașinii și o dată cu ea elementele de strîngere trebuie să parcurgă o distanță mai mare (de ex. la mașinile portal — rabotează și la mașinile de frezat), iar admisia uleiului de presiune de la agregate staționare este îngreuiată sau imposibilă. În acest caz, pompa de mînă se montează pe masa mobilă a mașinii și admisia uleiului spre elementele de strîngere devine relativ ușoară.

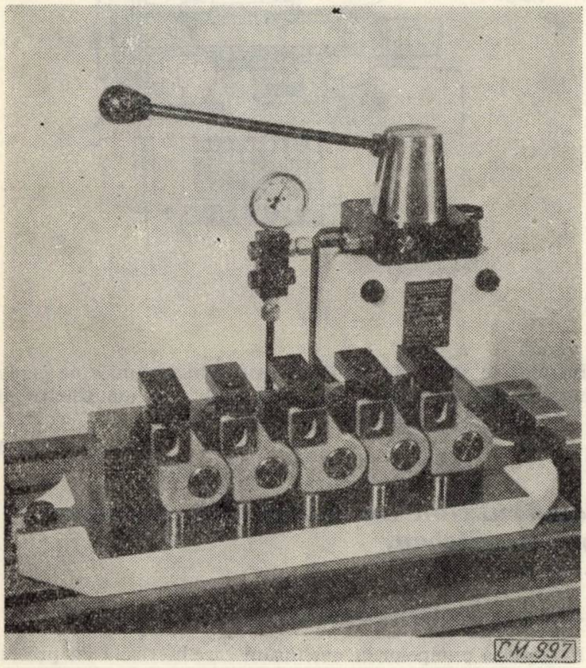


Fig. 3

Piesa cea mai importantă dintre elementele de strîngere hidraulică este cilindrul de lucru. Forțele de strîngere necesare sînt între 300 kgf și 5 000 kgf. Aceste forțe sînt atinse datorită liniilor constructive existente și care au diametrul pistoanelor de 16, 25, 40 și 63 mm.

In afară de sistemul de distribuire a unor puteri variate preluate de cilindrii de strîngere, aceștia din urmă sînt executați în mai multe variante constructive și anume cu acționarea pe o singură parte sau pe ambele părți.

În figura 4 sînt reprezentate elementele de strîngere dispuse pe o singură parte. Aceasta înseamnă că pistonul se întoarce datorită forței arcului. În acest caz s-au prevăzut diametre ale pistonului de 16, 25 și 40 mm și forțe de strîngere de 310, 780, 2 000 kgf la o presiune de 160 kgf/cm^2.

Utilizarea cilindrilor de strîngere cu elemente de strîngere pe ambele laturi permite lucrul în linie tehnologică continuă. Dimensiunile constructive existente prezintă diametre ale pistoanelor de 25, 40 și 63 mm și o forță de strîngere de 780, 2 000 și 5 000 kgf la o presiune nominală de 160 kgf/cm^2. Se ating forțe de strîngere de 545, 1 400, 3 720 kgf la funcțiorea continuă.

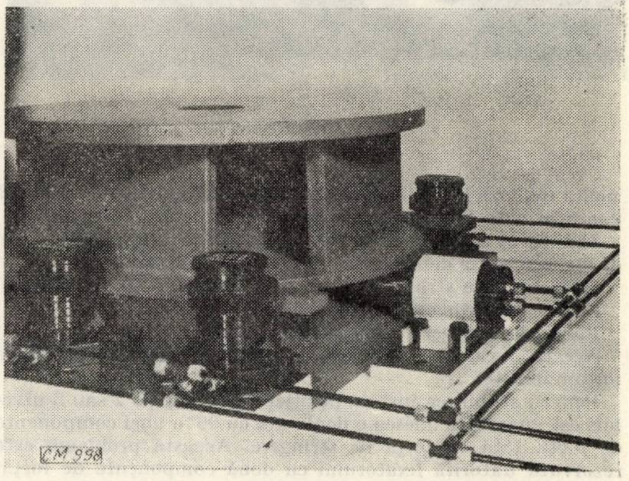


Fig 4

Pentru a completa sortimentul de elemente de strîngere hidraulice s-a asimilat un cilindru de strîngere cu piston scobit gol în interior, cu diametrul de 16, 40 și 63 mm. Acești cilindri pot fi montați în legătură cu cleme de prindere de diferite forme pentru strîngerea prin tracțiune sau sub presiune. Scobitura de-a lungul tijei pistonului de strîngere permite montarea pe cleme de prindere utilizînd pentru aceasta șuruburi normale de prindere.

Dacă pînă acum șurubul de prindere trebuia strîns cu o cheie, cilindrul de strîngere preia acum această funcțiune. Pe lîngă economia de timp considerabilă, acest sistem prezintă mari avantaje în cazul solicitărilor mari și uniforme.

Cilindrul de strîngere este prevăzut cu ungere sub presiune, unilateral, iar cursa de reîntoarcere a pistonului este acționată de un arc de presiune. Racordul cilindrului de strîngere se poate face la unul din cele trei sisteme generatoare de presiune, electric, pneumatic sau manual.

Pentru completarea sortimentului de cilindri de strîngere s-au asimilat cilindri cu cep de înșurubare.

Acest element de strîngere se montează la cilindrii de strîngere cu acționare de o singură parte și cu cursa pistonului scurtă. Menționăm special montarea într-un timp foarte scurt datorită cepului de înșurubare pentru fixarea cilindrului. Admisia uleiului hidraulic se face cu ajutorul unei tije distribuitoare, în care se înșurubează cilindrii de strîngere.

În felul acesta se realizează o bună ajustare a pieselor, gabaritul instalației rămînînd cu dimensiuni reduse.

Cilindrii de strîngere sînt indicaţi pentru locurile de muncă unde într-un spaţiu restrîns trebuie să existe un număr mare de puncte de strîngere.

Nu însă toate problemele de strîngere pot fi rezolvate numai cu ajutorul cilindrilor. Gradul de automatizare în continuă creştere impune ca piesa în stare nestrînsă să se poată deplasa fără piedică prin elementul de strîngere. Această condiţie a fost îndeplinită datorită fixatorului vertical.

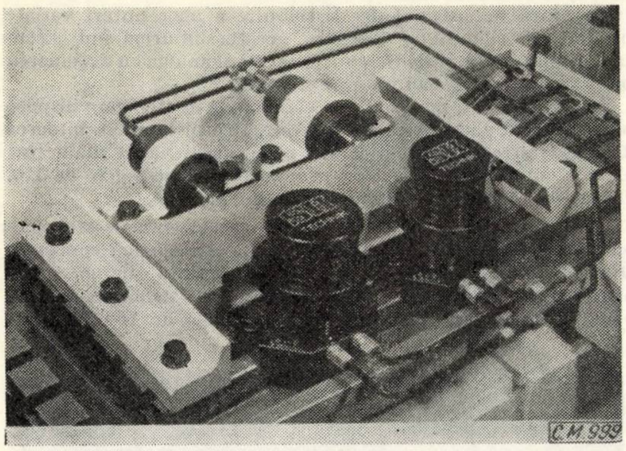


Fig. 5

Fixatorul se apleacă cu 90° spre piesă în timpul procesului de strîngere. La detensionare, piesa este eliberată.

Domeniul de strîngere poate fi reglat între 40 şi 100 mm.

Cursa de strîngere este de 16 mm.

Forţa de strîngere 1 400 la 160 kgfcm^2.

Aceste fixatoare de piese pot fi încadrate în procesele automatizate.

Pentru stabilirea justă a poziţiei unei scule pe 2 sau 3 niveluri este necesară adesea o deplasare cu 90° a unei componente de forţă faţă de forţa de strîngere. Această problemă este rezolvată datorită fixatorului cu două componente de forţă.

Acest element de strîngere realizează cîte o componentă de forţă în direcţia orizontală şi în direcţie verticală, componenta orizontală presînd piesa de strîns pe instalaţie.

Acest fel de fixatoare sînt executate în două variante constructive, cu diametrul de 25 şi de 40 mm, cu o înălţime de strîngere de 16 — 32 mm şi de 28 — 50 mm. Ele sînt indicate în special pentru piese plane, a căror suprafaţă trebuie prelucrată numai parţial.

Circa 30 % din toate operaţiile de frezat şi rabotat (raboteză scurtă) se pot executa cu aceste dispozitive, la piese care posedă două suprafeţe paralele şi a căror distanţă este mai mică decît distanţa maximă de strîns faţă de masa maşinii. Aceasta înseamnă că strîngerea este economică şi faţă de masă.

Pentru a introduce şi acest fixator avantajos, în strîngerea hidraulică, s-au executat cilindri cu o cursă de 6 mm, care pot fi montaţi la tipurile de mase S 160 şi S 200. Cursa de strîngere nu prejudiciază domeniul de strîngere, deoarece falca mandrinei de prindere mobilă se poate deplasa pe tot domeniul de strîngere cu ajutorul fusului.

Avînd în vedere faptul că multe dintre elementele de strîngere hidraulică îşi găsesc utilizarea şi în dispozitivele speciale şi de construcţie , nu există limite în ceea ce priveşte forma şi dimensiunile pieselor şi nici în ce priveşte finisarea.

Fördern und Heben,

nr. 8, 1970

Cuplaj electromagnetic convertizor de cuplu

Pentru o reglare precisă a procesului se pot utiliza cuplaje electromagnetice ,,Heenan VHO21 Drive" care lucrează pe principiul curenţilor turbionari. Cuplajele asigură reglarea turaţiei şi a momentului pentru puteri între 1 şi 3 CP şi cuprind un dispozitiv de anclanşare închis, cu care se realizează legătura cu un traductor telemetric, un dispozitiv cu telecomandă sau un sistem de acţionare secundar, şi se livrează în dimensiuni standardizate, împreună cu un electromotor demontabil.

Mişcarea se transmite de la motor prin transmisia cu curele trapezoidale, cu ajutorul roţii de curea montată pe arborele rotorului. Roata de curea se poate înlocui, fiind prevăzute patruzeci de dimensiuni ale acesteia, care asigură utilizarea cuplajului între turaţia maximă de 3 160 rot/min şi minimă de 100 rot/min. Un dispozitiv de reglare electronic asigură la modificarea sarcinii, de la 20 rot/min, o reglare precisă a momentului, de la momentul maxim la 0,07 kgfm. Unica limitare a domeniului de turaţii constă în asigurarea posibilităţii de evacuare optimă a căldurii.

Turaţia se controlează printr-un indicator de turaţie montat pe arborele antrenat, care indică valorile instantanee care se compară cu o valoare de referinţă. Turaţia se stabilizează la valoarea reglată, cu ajutorul unei diode. Orice variaţie pozitivă sau negativă a tensiunii produce o variaţie a intensităţii cîmpului magnetic şi prin aceasta se modifică şi momentul transmis. Dispozitivul de anclanşare poate fi construit în aşa fel încît să limiteze momentul transmis, de exemplu în cazurile în care se accelerează mase importante. Pentru reglare — în sensul micşorării turaţiei — pe capătul liber al arborelui antrenat se montează o frînă care lucrează prin frecare.

Cuplajele electromagnetice sînt competitive cu cuplajele hidraulice sau mecanice. Întregul ansamblu al cuplajului poate fi instalat în spaţii destul de reduse. Dimensiunile de gabarit ale ansamblului sînt de numai 32,5 × 21 × 31 cm. Cheltuielile de întreţinere sînt minime.

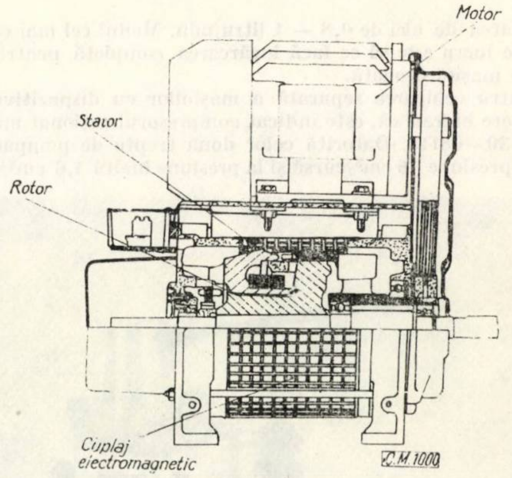


Fig. 1

A.M

Konstruktion im Maschinen-Apparate- und Gerätebau,

nr. 6, 1970

Etanşări pentru turbopompe cu turaţii şi presiuni înalte

Etanşarea pompelor de carburant care lucrează cu presiuni înalte pînă la 280 at şi turaţii pînă la 40 000 rot/min, cere din partea uzinelor care construiesc motoare pentru rachete, o atenţie deosebită. Elementele de etanşare nu trebuie să fie numai simple şi uşoare ; ele trebuie să garanteze o etanşare sigură, să micşoreze scăpările şi să limiteze deplasările axiale la 1 mm şi cele radiale la 0,4 mm. O atingere a inelelor de etanşare care se rotesc, de carcasă, din cauza cantităţii mari de căldură degajată, poate conduce la explozia carburantului. Etanşările de tip labirint lucrează în condiţii de siguranţă, cu un joc de 0,4 mm, iar scurgerile prin scăpări nu sînt importante. În acest caz, problema este de a se asigura un joc minim de 0,18 mm. O atingere în aceste condiții nu poate fi exclusă dar un contact între metale este de evitat. De aceea alegerea perechii de materiale în contact este la fel de importantă pentru etanșările de tip labirint ca și pentru cele de alunecare.

Tabela 1

Curba		*a*	*b*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*j*
D	mm	101,6	90,9	101,6	90,9	90,9	90,0	90,9	90,9
C	mm	0,24	0,14	0,15	0,13	0,15	0,12	0,13	0,09
F	mm	1,27	1,27	1,27	1,27	2,54	1,27	1,42	1,27
L	mm	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
Număr de dinți		11	6	11	6	5	6	8	6
W	mm	13,97	7,62	13,97	7,62	13,08	7,62	13,16	7,62

Pentru carburanții utilizați Aero ZINE 50 și Azot-Tetroxyd (N_2O_4), materialul care se poate utiliza în mod universal este teflonul. Policlortrifluor, CTFE și Polivinilid-fluorid, VF2, sînt rezistente la Aero ZINE 50 și Poliamida și Hystel, la N_2O_4. Inelele de etanșare din aceste materiale moi vor conduce la atingeri datorită deformărilor, dar nu și la pierderi importante prin scurgeri. În același timp, cu ajutorul acestor materiale, posibilitatea de apariție a unei explozii este îngrădită.

În funcție de presiunea de etanșat, se încearcă diferite tipuri de etanșări labirint (tabela 1). Domeniul de turații al standului de încercat merge pînă la 40 000 rot/min.

Figura 1 indică domeniul de utilizare și scurgerile posibile provenite din scăpări, în cazul unei etanșări individuale. Pentru etanșarea carburantului N_2O_4 se utilizează materialul Vespel SP—21, care are o comportare bună în acest caz. Căderea curbei *f* (fig. 1) la încărcări mai mari se datorează micșorării spațiului dintre arbore și inelul de etanșare, datorită dilatării inelelor de etanșare rotitoare, în timp ce Vespel SP—21 își păstrează forma. Peste 200 at inelele de teflon își modifică forma în așa fel încît în final, la oprire, rămîn în contact cu arborele. Pentru presiuni pînă la 160 at și frecări de încercare cu viteze de alunecare pînă la 270 m/s, pentru carburantul Aero ZINE 50 s-a comportat corespunzător materialului Kynar și Kel-F.

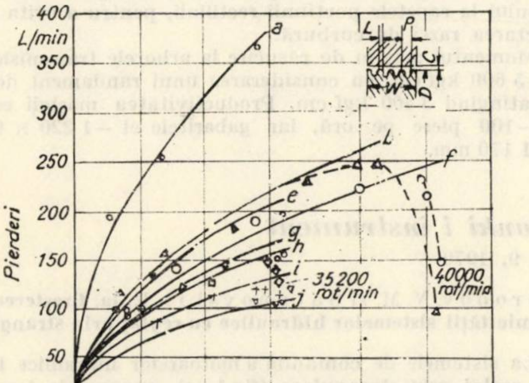


Fig. 1. Pierderile etanșărilor de tip labirint în funcție de diferența de presiune :

a, e — labirint metalic (apă); *b* — sticlă-ceramică-teflon (N_2O_4); *f* — Vespel SP—21 (N_2O_4); *g* — Kynar (A—50); *h* — Vespel SP—21 (apă); *i*—*Kel—F* (A—50); *j*—sticlă-ceramică-teflon (apă).

Etanșările de tip labirint — din punctul de vedere al scurgerilor provenite din scăpări — sînt depășite de etanșările prin alunecare. În cazul unei montări îngrijite aceste scăpări ating numai 30 % (fig. 2).

Chiar și în cazul unor condiții de exploatare extreme, la turații de 40 000 rot/min și la o diferență de presiune de 280 at, aceste etanșări au o comportare satisfăcătoare. În cazul pompelor centrifugale nu s-au primit nici un fel de reclamații. Suprafețele de alunecare din Crom-Karbid, nu au prezentat uzuri măsurabile. De asemenea, scurgerile nu s-au modificat, chiar dacă suprafețele de alunecare s-au deplasat radial.

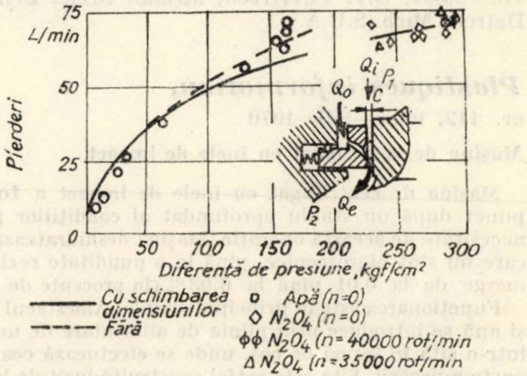


Fig. 2. Pierderile etanșărilor prin alunecare în funcție de diferența de presiune.

Scurgeri foarte mici prezintă etanșările cu inel plutitor. Unele cercetări au scos în evidență faptul că dimensiunile geometrice au o importanță deosebită asupra deformării etanșării, mai ales la presiuni înalte, cînd jocul dintre arbore și inelul de etanșare este esențial. Etanșările de tip cu inel plutitor sînt — din punct de vedere industrial — susceptibile încă de numeroase îmbunătățiri.

A. M.

Konstruktion im Maschinen—Apparate- und Gerätebau,

nr. 7, 1970

Frîna cu discuri

Frîna cu discuri este montată într-o carcasă fixă, străbătută de un arbore rotitor pe care sînt prevăzute — la o anumită distanță una de alta — o pereche de discuri de fricțiune, între care este montat un alt disc. Între discurile laterale și cel de la mijloc sînt montate dispozitive cu camă care realizează o împingere axială a discurilor laterale, pînă cînd suprafețele acestora vin în contact cu suprafețele discului din mijloc.

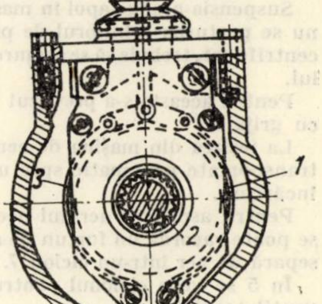


Fig. 1

Frîna este caracterizată prin aceea că discul de fricţiune este fixat pe arborele (2) prin pană şi rotirea discurilor de fricţiune laterale poate fi frînată prin pîrghiile (1, 3) care sînt fixate articulat de carcasă, la partea lor inferioară. Pîrghiile sînt prevăzute cu suprafeţe de frecare cilindrice, care vin în contact cu discurile, pe periferia lor.

Frîna descrisă face obiectul patentului O.S. 1425.195 Al 470—55/04, O.T. 14.11.1968, atribuit firmei Bendix Corp., Detroit, Mich (S.U.A.).

A.M.

Plastiques information,

nr. 442, iunie—iulie 1970

Maşina de centrifugat cu inele de impact

Maşina de centrifugat cu inele de impact a fost pusă la punct după un studiu aprofundat al condiţiilor particulare necesitate de această operaţie. Maşina deshidratează granulele care nu sînt higroscopice, pînă la o umiditate reziduală care merge de la 0,01 pînă la 0,03 % (în procente de greutate).

Funcţionarea este în principiu simplă. Amestecul de granule şi apă se introduce prin pîlnia de alimentare de unde ajunge într-o sită în formă de coş, unde se efectuează cea mai mare parte a uscării. Sita este astfel construită încît de la fundul ei spre suprafaţa sa exterioară, se formează un strat subţire care aduce granulele la viteza periferică. În acest fel se evită orice pierdere de substanţă prin frecare. După aceasta, granulele sînt proiectate în afara sitei, spre inelele concentrice. Apa de adeziune şi cea fixată în asperităţile granulelor este astfel separată. Datorită forţei centrifuge, această apă aderă la palierele inelare şi se deplasează după curbura acestora, pentru a fi în final proiectată prin fantele care separă inelele, în colectorul de filtrat, de unde este evacuată în afară.

Granulele sînt extrase orizontal, printr-un manşon de ieşire, amplasat în partea superioară a carcasei. Pe palierul superior se pot monta extractoare care să dezintegreze aglomerările de granule. Sita circulară nu este fixată de maşina de centrifugat şi poate fi ridicată şi schimbată cu uşurinţă în vederea curăţirii sau pentru schimbarea culorii granulelor.

În figură se dă un exemplu de instalare a unei maşini de centrifugat cu inele de impact. De la extruder 1 amestecul de apă şi granule ajunge, trecînd de postul de răcire 2, într-o sită preliminară 3. Din motive economice, cea mai mare parte a apei de răcire se elimină aici. În afară de aceasta, este posibil să se reţină aici aglomerările de granule care au putut să se formeze în partea anterioară a şarjelor. Firma Krauss-Maffei livrează la cerere, sita preliminară care nu cuprinde nici un fel de elemente mecanice.

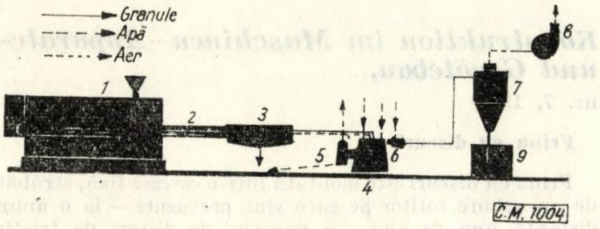


Fig. 1

Suspensia ajunge apoi în maşina de centrifugat 4. Pentru a nu se perturba echilibrul de presiune prevăzut în maşina de centrifugat, trebuie să se asigure o degazare perfectă a filtratului.

Pentru aceasta s-a prevăzut un sistem de ventilaţie studiat cu grijă

La ieşirea din maşina de centrifugat, granulele sînt adesea transportate pneumatic spre un siloz 9 sau spre un post de încărcare.

Pentru aspirarea aerului necesar, la maşina de centrifugat se poate racorda un furtun de aspiraţie perfect 6. Filtratul se separă de aer într-un ciclon 7.

În 5 se vede ciclonul pentru separarea scurgerilor şi în 8 ventilatorul.

A.M.

Maşinostroitel

nr. 9, 1970

V. A. Cervotkin,
Maşină de îndoit.

La Uzina de autobuze din Pavlovsk s-a construit o maşină pentru fabricarea pieselor cu două curburi în acelaşi plan. Pe această maşină se pot îndoi simultan ambele capete ale semifabricatului, la raze de 20—60 mm, sub unghiurile de 120 şi respectiv 90°.

Maşina este dotată cu transmisie pneumatică, curbarea fiind realizată cu două capete de forţă simetrice. Unul dintre capetele de forţă este fixat pe masa maşinii, celălalt putînd fi deplasat pe ghidaje în vederea modificării distanţei dintre centrele celor două curburi. Pentru a regla operativ distanţa dorită, ce poate atinge maximum 569 mm, capul de forţă mobil este prevăzut cu fixatoare cilindrice de tragere. În poziţia de blocare, capul mobil se prinde cu două şuruburi în canelurile cu profil T ale mesei maşinii.

Drept şabloane pentru îndoire se utilizează un set de role, ce pot fi executate în scopul fabricării ramelor de fereastră a automobilelor şi tractoarelor, precum şi a ţevilor de aliaje uşoare sau neferoase cu diametrul pînă la 15 mm şi grosimea pînă la 2 mm. Scula de lucru este o glisieră aplicată manual pe semifabricat. Pentru curbarea profilelor de aliaje cu bază de aluminiu, cu lăţimea maximă de 30 mm şi înălţimea maximă de 35 mm, se aplică pe glisiere cămăşi de textolit cu configuraţie adecvată. Glisierele presează semifabricatul pe role pînă la sprijinirea pe suporţii ce asigură unghiurile de curbură.

Pentru prinderea şi desprinderea liberă a piesei, glisierele sînt antrenate în mişcare împrejurul rolelor de către cîrlige jumelate ; în cursa de lucru glisierele sînt sprijinite de cîrlige, după terminarea operaţiei cîrligele suspendînd glisierele la distanţe convenabile în raport cu piesa.

Pistoanele transmisiei pneumatice a maşinii au diametrul de 150 mm şi cursa de 200 mm. Transmiterea mişcării de la pistoane la glisiere se efectuează prin intermediul unui mecanism cu cremalieră.

Utilizarea maşinii prilejuieşte creşterea productivităţii muncii şi a calităţii piesei, îmbunătăţind substanţial condiţiile de lucru. În exploatarea maşinii a apărut necesitatea de a o înzestra cu două dispozitive de stringere a semifabricatului la capetele porţiunii rectilinii, pentru a evita nerespectarea razei de curbură.

Momentul maxim de răsucire la arborele transmisiei este de 5 600 kgf cm, cu considerarea unui randament de 60 % el atingînd 3 400 kgf cm. Productivitatea maşinii este de 80—100 piese pe oră, iar gabaritele ei — 1 220 × 900 × × 1 170 mm.

G.Z.

Stanki i instrument

nr. 9, 1970

Gorohov, V. M. şi Satanovskii, E. Ia. **Creşterea economicităţii sistemelor hidraulice cu reglaj prin strangulare.**

La sistemele de comandă a motoarelor hidraulice bazate pe reglaj prin strangulare (fig.1, a), supapa de trecere S asigură menţinerea constantă a presiunii lichidului de lucru care este vehiculat de pompa P spre motorul hidraulic M prin droselul-regulator R. În multe cazuri, încărcarea motorului hidraulic atinge valorile maximale destul de rar, astfel încît economicitatea sistemelor este foarte coborîtă, datorită pierderilor însemnate în supapa de trecere şi în droselul —regulator. Cu alte cuvinte, în sistemele cu presiune constantă de alimentare puterea staţiei de pompare este aleasă de obicei la valoarea maximă, în timp ce puterea livrată, dependentă de încărcare, este mult mai mică, ceea ce determină randamente medii reduse ale sistemului.

Pentru a mări economicitatea sistemelor s-a realizat supapa de reglare a presiunii tip KPND, care se montează împreună cu supapele de trecere obişnuite. În figura 1, b noua supapă este marcată prin simbolul SR ; celelalte poziţionări au semnificaţiile folosite şi în figura 1,a.

Supapa SR asigură în sistem presiunea minimă necesară funcţionării droselurilor-regulator în lipsa încărcării şi măreşte automat presiunea pînă la valorile corespunzătoare preluării diferitelor încărcări. Dacă sistemul încorporează mai multe motoare hidraulice, supapa SR realizează presiunea aferentă motorului hidraulic celui mai încărcat.

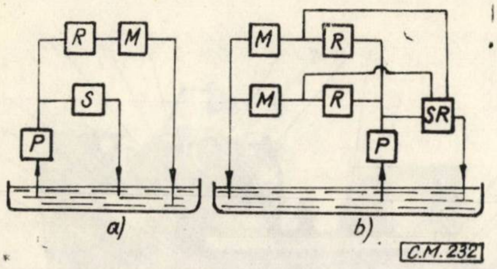


Fig. 1

Schema supapei SR este redată în figura 2. Ea cuprinde corpul *1*, sertarul de trecere *2*, arcurile *3* şi *4*, sertarul de comandă *5* şi ventilele de derivaţie *6*. Sertarul de trecere menţine în sistem o presiune diferită de presiunea din camera *7*, diferenţa fiind determinată de tensiunea din arcul *3*. Sertarul de comandă controlează curgerea din camera *7*, asigurînd în sistem presiunea rezultată prin cumularea efectelor tensiunii din arcul 4 şi presiunii din camera *8*.

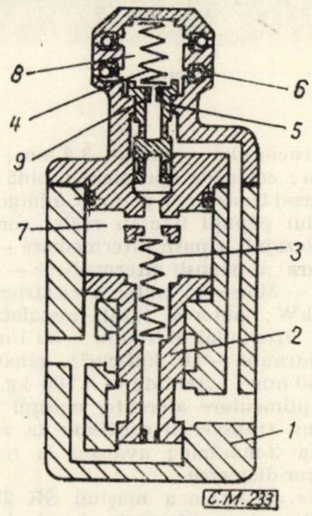


Fig. 2

În lipsa încărcării motorului hidraulic, presiunea în camera *8* este nulă, presiunea în sistem, de 4—10 kgf/cm², fiind realizată prin comprimarea arcului *4*. Semnalele de apariţie a încărcării sînt recepţionate în vederea majorării necesare a presiunii de către ventilele *6*. La scăderea încărcării, presiunea în camera *8* şi în sistem se micşorează datorită curgerii lichidului de lucru prin droselul *9*, dispus în sertarul *5*.

Încercările efectuate cu supapa SR, la consumul de 280 l/min şi la presiunea de cel mult 125 kgf/cm², au prilejuit recepţionarea simultană a semnalelor de încărcare-descărcare de la opt motoare hidraulice.

GZ.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 10, 1970

Dovgoşii, I. V., Molii, I. S. şi Potaikus, V. M.

Instalaţia hidraulică a împrăştietoarelor de îngrăşăminte minerale.

În ultima vreme s-au studiat posibilităţile de realizare a împrăştietoarelor de îngrăşăminte minerale dotate cu transmisie hidraulică. Ca rezultat al cercetărilor efectuate s-a introdus în producţia de serie împrăştietorul de îngrăşăminte minerale şi de var KSA—3, agregat pe şasiul camionului ZIL—MMZ—555, iar în anul 1969 a fost lansat împrăştietorul de remorcat 1 RMG—4, cu o singură axă.

Particularitatea acestor împrăştietoare, care le diferenţiază de împrăştietoarele cu antrenare mecanică a organelor de lucru (de exemplu de tipul RUM-3), constă în acţionarea discurilor instalaţiei de împrăştiere de către un motor hidraulic. Instalaţia hidraulică a noilor împrăştietoare este cuplată cu sistemul hidraulic al tractorului sau camionului, prin aparatură de tip A 60/75— 46 16 320.

Funcţionarea sistemului hidraulic al împrăştietorului are loc conform schemei prezentate în figura 1. Din pompa *1*, uleiul pătrunde în distribuitorul *2*. Dacă sistemul este decuplat, uleiul trece din distribuitor în rezervorul *3*. La acţionarea manetei de cuplare a distribuitorului, uleiul este dirijat prin conducta *9*, echipată cu supapa de închidere *8*, spre motorul hidraulic *4*, care antrenează discurile împrăştietorului prin intermediul unui reductor. Returnarea uleiului la rezervor se efectuează prin conducta *10* şi distribuitorul *2*. Scăpările de ulei din motorul hidraulic sînt drenate spre rezervor prin conducta *11*, controlată de supapa de siguranţă *6*. Supapa de reţinere *7* asigură uniformitatea mişcării de rotaţie a motorului hidraulic.

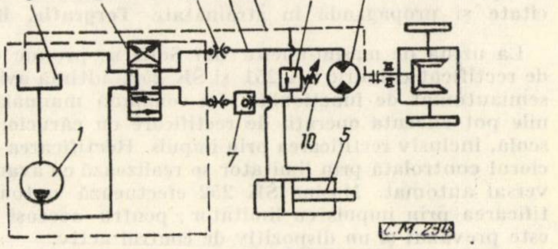


Fig. 1

Împrăştietorul 1 RMG-4 este agregat cu tractoare din clasa 1,4 t, echipate cu pompă cu roţi dinţate NS-32. Presiunea necesară în conducta de refulare, corespunzătoare normei maxime de împrăştiere (6—7 t/ha), nu depăşeşte 85 kgf/cm²; la norme de 1—1,5 t/ha, presiunea oscilează între 40 şi 50 kgf/cm². Capacitatea rezervoarelor din sistemul hidraulic al tractorului sau camionului nu a trebuit să fie sporită, temperatura uleiului în rezervor, la funcţionarea în diferite regimuri de împrăştiere, nedepăşind 50-55°C.

Acţionarea transportorului la deplasarea îngrăşămintelor din caroserie în instalaţia de împrăştiere se realizează după schema din figura 2. Cilindrul hidraulic *4* asigură apăsarea roţii cu pneu *2* pe roata motoare *1*.

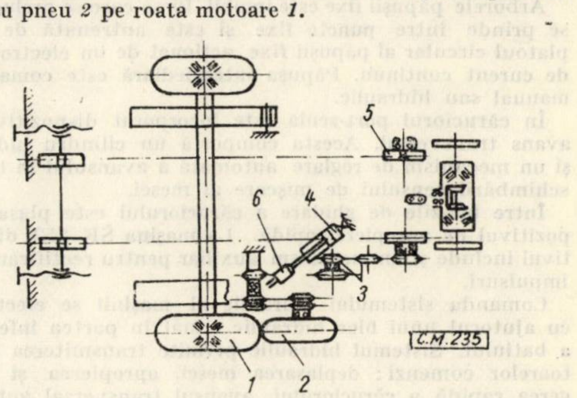


Fig. 2

La deplasarea agregatului, mişcarea se transmite de la roata motoare *1* la arborele transportorului prin roata *2* şi o transmisie cu lanţ, care include şi roţile stelate *3* şi *5*. Modul de cuplare a cilindrului hidraulic depinde de forţa necesară de apăsare a roţii *2*, tija pistonului hidraulic executînd cursa completă pînă la sprijinirea pistonului pe chiulasă, în vederea cuplării. În această poziţie este menţinută constantă forţa de apăsare, ce nu este influenţată de presiunea uleiului în conducta de refulare, la diferite regimuri de lucru. Abaterile înregistrate în mişcarea roţii motoare *1* sînt preluate de compensatorul *6*. Diametrul cilindrului hidraulic se alege în conformitate cu forţa necesară de apăsare.

În schema hidraulică (fig.1) cilindrul hidraulic poartă poziţia *5* şi este conectat la conductele *9* şi *10*, în paralel cu motorul hidraulic *4*. Deplasarea pistonului hidraulic în poziţia de cuplare se efectuează automat, la branşarea motorului hidraulic. La montajul pe şasiul ZIL–MMZ-555, care nu încorporează conducta de retur *10*, cuplarea este comandată de la un robinet plasat în cabina mecanicului.

G. Z.

Maşinile de rectificat cilindric SK–251 şi ŠL–252

Prospect elaborat de Intreprinderea comercială de publicitate şi propagandă în străinătate **Torgrafic, Bulgaria.**

La uzina de maşini-unelte din Sofia se produc maşinile de rectificat cilindric ŠK 251 şi ŠK 252, ultima avînd ciclu semiautomat de funcţionare. La comandă manuală, maşinile pot executa operaţii de rectificare cu căruciorul port-sculă, inclusiv rectificarea prin impuls. Rectificarea cu căruciorul controlată prin limitator se realizează cu avans transversal automat. Maşina ŠK 252 efectuează automat rectificarea prin impuls cu limitator; pentru aceeaşi operaţie este prevăzut şi un dispozitiv de control activ.

Construcţia masivă şi nervurată a batiului maşinilor asigură amortizarea vibraţiilor şi implicit precizia de execuţie. În partea anterioară a batiului sînt dispuse glisierele plane şi în V ale mesei inferioare. Masa superioară poate oscila în jurul mesei inferioare cu ajutorul unui mecanism de reglaj. Suprafaţa de lucru a mesei superioare este înclinată pentru a facilita fixarea păpuşii mobile şi a păpuşii intermediare şi a permite scurgerea lichidului de răcire. În partea posterioară a batiului este montată o placă de reglare a avansurilor transversale minime. În interiorul batiului sînt plasate rezervoarele pentru ulei şi pentru lichid de răcire.

Căruciorul port-sculă este sprijinit pe role care asigură precizia avansului. Arborele căruciorului, montat pe două lagăre de alunecare de construcţie specială, este antrenat de electromotorul căruciorului printr-o transmisie cu curele trapezoidale. Pentru a conferi calitate superioară suprafeţelor rectificate prin impuls, este prevăzută oscilaţia axială a arborelui căruciorului în timpul funcţionării. Maşina este dotată cu un mecanism de echilibrare dinamică a pietrei de rectificat.

Arborele păpuşii fixe este imobil. Piesa care se prelucrează se prinde între puncte fixe şi este antrenată de către platoul circular al păpuşii fixe, acţionat de un electromotor de curent continuu. Păpuşa intermediară este comandată manual sau hidraulic.

În căruciorul port-sculă este încorporat dispozitivul de avans transversal. Acesta comportă un cilindru hidraulic şi un mecanism de reglare automată a avansului în timpul schimbării sensului de mişcare al mesei.

Între benzile de ghidare a căruciorului este plasat dispozitivul de apropiere rapidă. La maşina ŠK 252, dispozitivul include şi un mecanism auxiliar pentru rectificare prin impulsuri.

Comanda sistemului hidraulic al maşinii se efectuează cu ajutorul unui bloc hidraulic situat în partea inferioară a batiului. Sistemul hidraulic permite transmiterea următoarelor comenzi: deplasarea mesei, apropierea şi retragerea rapidă a căruciorului, avansul transversal automat, deblocarea păpuşii intermediare, blocarea mecanismului de deplasare manuală a mesei.

Echipamentul electric al maşinilor cuprinde cinci electromotoare de curent trifazic 220/380 V, un electromotor de curent continuu, aparatură electrică de comandă automată şi un amplificator magnetic.

Caracteristicile tehnice comune ambelor maşini sînt următoarele: înălţimea centrelor — 150 mm; diametrul maxim al piesei ce poate fi rectificată — 290 mm; distanţa între centre — 10 mm; viteza de deplasare hidraulică a mesei 0,1 la 8 m/min; unghiul de oscilaţie al mesei — 8° la —3°; diametrul maxim al pietrei de rectificat — 600 mm; diametrul minim al pietrei de rectificat — 450 mm; turaţia pietrei de rectificat — 1 115 şi 1 272 rot/min; jocul axial al arborelui căruciorului — maxim 3,4 mm; cursa căruciorului — 200 mm; cursa de apropiere rapidă a căruciorului — 50 mm; avansul transversal periodic minim — 0,0025 mm; turaţia arborelui păpuşii fixe în reglaj continuu — 50 la 400 rot/min; alezajul păpuşii intermediare — con Morse 4; cursa de blocare a păpuşii intermediare — 35 mm; conul păpuşii mobile — Morse 4; puterea electromotorului căruciorului — 7,5 kW; puterea totală instalată — 10,13 kW; debitul pompei sistemului hidraulic — 32 l/min; presiunea în sistemul hidraulic — 10 kgf/cm^2; gabarite — 3 100 × × 2 100 × 1 550 mm; greutate — 4 500 kg. Caracteristicile tehnice suplimentare aferente maşinii ŠK 252 sînt: viteza de avans transversal continuu la rectificare prin impuls — 0,1 la 2 mm/min; avansul la rectificarea prin impuls — 1,6 mm/diametru.

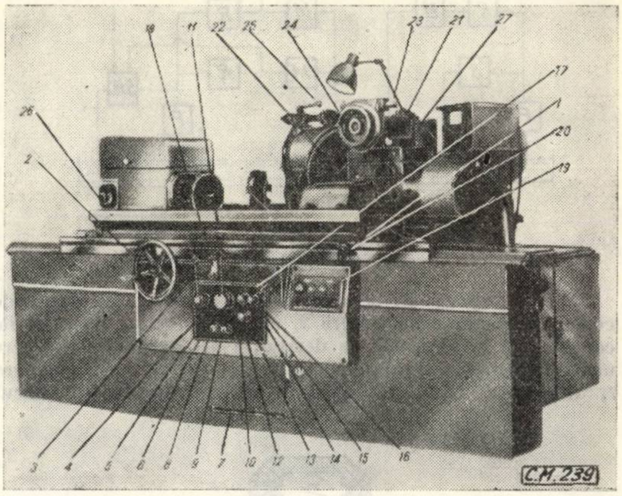


Fig. 1

În vederea de ansamblu a maşinii ŠK 252 (fig.1), sînt efectuate următoarele poziţionări: *1* — levier de fixare al limitatorului mesei; *2* — roată de comandă a deplasării longitudinale a mesei; *3* — levier de comandă a deplasării rapide a mesei; *4* — buton de blocare a mesei în timpul schimbării sensului de mişcare spre stînga; *5* — supapă de punere în funcţiune a avansului periodic automat; *6* — — buton de reglaj al vitezei de ridicare a pietrei; *7* — pedala de deblocare hidraulică a păpuşii intermediare; *8* — manetă de schimbare a vitezelor pentru rectificarea şi pentru corectarea pietrei; *9* — comutator de turaţie; *10* — buton de blocare a mesei în timpul schimbării sensului de mişcare spre dreapta; *11* — levier de deplasare hidraulică a mesei şi de apropiere rapidă a căruciorului; *12* — comanda avansului prin impuls; *13* — reglajul avansului periodic la mecanismul de rectificare prin impuls; *14* — comanda avansului periodic; *16* — reglajul la rectificarea prin impuls; *17* — maneta de accelerare a avansului la rectificare prin impuls; *18* — maneta de schimbare a sensului de deplasare al mesei; *19* — tablou de comandă electrică; *20* — şurub de reglaj fin al limitatoarelor mesei; *21* — manetă de deblocare a păpuşii intermediare; *22* — manetă de deblocare a păpuşii intermediare; *23* — şurub de reglaj al avansului automat al căruciorului; *24* — roată de comandă manuală a căruciorului; *25* — maneta robinetului pentru lichidul de răcire; *26* — comutator pentru turaţia piesei rectificate; *27* — roată de comandă a mişcării oscilatorii a pietrei. La maşina SK 151 lipsesc elementele poziţionate mai sus cu *12*—*17* şi *27*.

G. Z.

Fördern und Heben

nr. 11, august 1970,

Dispozitiv graifăr cu vacuum, fără pompa de vacuum

Dispozitivul graifăr cu vacuum este un dispozitiv simplu şi robust şi care îşi produce singur vidul necesar. Dispozitivul poate fi utilizat în cazul unor sarcini de ridicat care să aibă suprafeţe plane, netede şi care să nu fie poroase. În cazul în care sînt îndeplinite aceste condiţii, sarcinile pot rămîne suspendate un timp mai îndelungat (peste 20 ore).

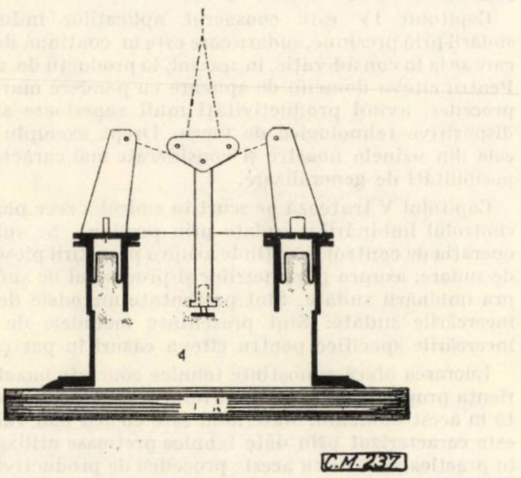


Fig. 1

Modul de lucru al dispozitivului rezultă din figurile 1 şi 2. Deasupra eclisei *6* suspendată prin lanţuri, se află nişte urechi de suspendare laterale. Eclisa *6* este solidarizată cu nişte role de deviere (care se văd în figură) peste care se trece cablul care o ţine suspendată. De eclipsa *6* se leagă printr-o articulaţie tija *7*. Tija *7* poartă în partea ei inferioară pistonul *1* precum şi ventilul *5*.

Pistonul *1* se poate deplasa în interiorul cilindrului *2*. Pentru aceasta cilindrul este prevăzut cu cămăşile *9*. În vederea ridicării unei sarcini, se apropie de aceasta inelul de etanşare *3* de pe cilindru. Se deschide apoi ventilul *5* astfel încît aerul aflat între sarcină şi piston să poată fi eliminat. Se continuă deplasarea tijei pînă cînd atinge un limitator de cursă şi prin intermediul piesei *8* închide ventilul (vezi poziţia din fig. 2).

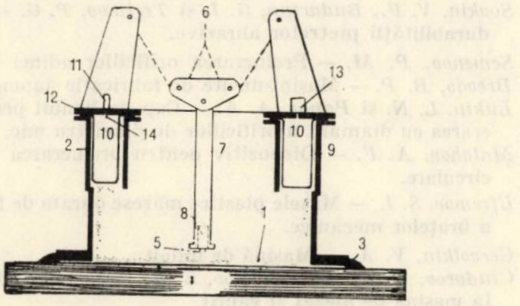


Fig. 2

Cu ajutorul dispozitivului de ridicat, se deplasează în sus eclisa *6* care antrenează şi tija *7*. Ca urmare, pistonul deplasîndu-se şi el în sus, creează vid în interiorul cilindrului. Mărimea vidului depinde de greutatea sarcinii de ridicat precum şi de forţa dispozitivului de ridicare. Prin mişcarea în sus a pistonului, se comprimă aerul aflat în interiorul cămăşilor *9*, ceea ce are ca rezultat o suprapresiune ce poate fi citită la un manometru. La o anumită cursă a pistonului, aceasta acţionează ventilul *14* în legătură cu o supapă de alarmă *11*. În momentul în care supapa emite semnele sonore, sarcina trebuie eliberată.

Pentru eliberarea sarcinii, se deplasează tija *7* pînă la limitator, deschizîndu-se prin intermediul piesei *8* ventilul *5*. Prin ventilul *5* se pune în legătură cu atmosfera spaţiul cu vid şi în acest fel se eliberează sarcina.

Dispozitivele cu graifăr cu vacuum se execută pentru forţe de ridicare între 30 şi 4 000 kgf, putînd fi utilizate în manipularea tablelor în secţiile de debitare, la ridicarea pieselor fasonate, a capacelor de rezervoare etc.

A.M.

Plastiques modernes et élastomères

nr. 5, iunie 1970

Încărcătoare automate

Încărcătoarele automate care lucrează cu vacuum sînt echipate cu pompe de mare putere pentru alimentarea maşinilor de transformare a materialelor plastice, permiţînd realizarea unor sisteme de transport foarte economice.

Unele dintre principalele avantaje sînt :

— aplicaţii multiple
— complet automatizate
— economie de spaţii pentru amplasare şi economie de cheltuieli de întreţinere
— reducere de personal

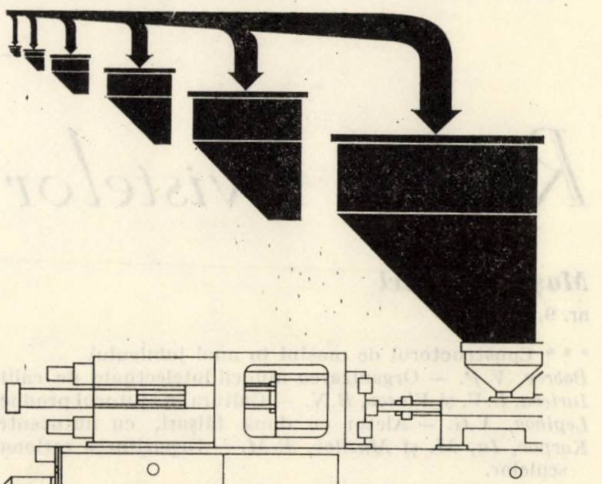


Fig. 1

Pompa, foarte puternică adaptată în funcţie de necesităţi (1,5 — 7,5 CP) poate deservi pînă la 11 aparate de transport, comandate de un sistem central.

În acest fel mari cantităţi de materii prime, de aceeaşi natură sau diferite, pot fi conduse succesiv către pîlniile maşinilor respective, la anumite distanţe.

Atunci cînd ultima pîlnie este umplută, pompa se opreşte în mod automat şi toate filtrele aparatelor se curăţă simultan. Imediat ce nivelul materiilor prime din pîlnii scade sub un nivel minim prestabilit, începe un nou ciclu de încărcare.

A. M.

Recenzie

I. Antonescu, Cl. Boarnă, V. Doboșan, și P. Stoianovici. **Sudarea prin presiune.** București, Editura tehnică, 1969, 212 pag.

Lucrarea tratează despre procesele de bază care au loc la sudarea prin presiune, diferitele procedee de sudare, utilajele specifice, tehnologiile recomandate, posibilitățile de aplicare în industrie, precum și controlul calitativ al îmbinărilor sudate. Este alcătuită din cinci capitole.

Capitolul I — cuprinde noțiuni din sudarea prin presiune electrică, cu gaz, aluminotermică prin frecare și la rece. Inițial se prezintă domeniile de aplicare ale principalelor procedee de sudare electrică prin presiune, variantele tehnologice de aplicare ale acestora cu schemele de principiu.

Capitolul II — tratează despre utilajele specifice sudării electrice prin presiune, sudării cu gaze prin presiune și sudării în capete prin frecare. Sînt prezentate schemele electrice de principiu ale acestor utilaje, condițiile de funcționare, precum și caracteristicile tehnice împreună cu principalii parametri de lucru necesari la stabilirea regimului optim de exploatare.

Tehnologia sudării prin presiune a unor metale și aliaje este prezentată în capitolul III. Condițiile impuse de sudarea electrică prin presiune asupra pregătirii pieselor ce urmează a fi sudate sînt de asemenea cuprinse în această parte a lucrării. Pentru alegerea parametrilor tehnologici sînt date relații de calcul iar pentru cei mai uzuali în practică au fost construite diagrame sau cuprinși în tabele. De remarcat că autorii expun în special sub formă tabelară parametrii și condițiile de lucru pentru o serie de tipuri de piese ce se fabrică în serii mari în uzinele noastre. Parametrii tehnologici astfel prezentați pentru piese din diferite aliaje pot sta la baza elaborării tehnologiei de sudare pentru orice alte piese din industria noastră ce pot fi îmbinate prin aceste procedee.

Capitolul IV este consacrat aplicațiilor industriale ale sudării prin presiune, sudare care este în continuă dezvoltare și care se ia în considerație, în special, la producții de serie mare. Pentru cîteva domenii de aplicare cu pondere mare a acestor procedee, avînd productivități mult superioare sînt date și dispozitive tehnologice de lucru. Drept exemplu sînt luate cele din uzinele noastre și considerate mai caracteristice, cu posibilități de generalizare.

Capitolul V tratează pe scurt în cadrul a zece pagini despre controlul îmbinărilor sudate prin presiune. Se subliniază că operația de control se extinde asupra pregătirii pieselor înainte de sudare, asupra parametrilor și procesului de sudare și asupra îmbinării sudate. Sînt prezentate metodele de control și încercările sudate. Sînt prezentate metodele de control și încercările specifice pentru cîteva cazuri în parte.

Lucrarea oferă cunoștințe tehnice concrete bazate pe experiența proprie și extrase din literatura de specialitate existentă în acest domeniu. Materialul este cu atît mai valoros cu cît este caracterizat prin date tehnice prețioase utilizabile direct în practica sudării cu aceste procedee de productivitate mare.

V. Berinde

Revista revistelor

Mașinostroitel

nr. 9, 1970

* * * Constructorul de mașini în anul jubileului

Bobrov, V.P. — Organizarea muncii intelectuale de calitate.

Iurieva, L.V. și *Vlasov, B.N.* — Cultura în ajutorul producției.

Lepihov, V.G. — Alezor cu două tăișuri, cu autocentrare.

Karpov, Iu, M. și *Mazitov, R.M.* — Depozitarea rațională a sculelor.

Popovici, V.V. — Conveier suspendat pentru piese ușoare.

Kniazev, G.E. — Automat pentru teșirea muchiilor, găurire și zencuire.

Seliutin, V.I, — Mica mecanizare în depunerea lacurilor.

Roianov, N.A. și *Malthina, T.A.* — Linie de conveier pentru montajul vagoanelor cisternă.

Sneider, In. G. — Metodă de execuție a microfilelor regulate.

Kabanov, M.I. — Stanță — automat.

Kapțan, D.H. — Modernizarea presei cu o singură manivelă.

Livșiț, L.A. — Protecția muncii la mașinile de găurit.

Kruțko, E. M. — Rezervele — mijloc de creație.

Korolenko, E. — Măiestria lăcătușilor șablonieri.

Kolegaev, R. N. Melnikova, K. I. și *Dencenko, V. D.* — Utilizarea metodei constatărilor momentane pentru determinarea cheltuielilor de reparație.

Obcinnikov, F. E. — Eficiența economică a aplicării sistemului de planificare și conducere în rețea la reparații.

Rogov, V. A. și *Misenev, V. M.* — Modernizarea presei.

Reinig, D. M. și *Tihonov, In. N.* — Brigăzi în turnătorie.

Karlik, E. M. și *Konevskih, P. M.* — Eficiența economică a specializării producției.

Koleda, S. V. — Universitatea populară.

Tkacev, V. N. — Utilizarea magaziilor.

Ampleeva, T. N. — Modernizarea gospodăriei chibzuite interuzinale.

Begagoen, I. A. ș.a. — Controlul diametrului mediu al canelurilor.

Sovkin, V. F., Budarina, G. I. și *Terlikov, P. G.* — Creșterea durabilității pietrelor abrazive.

Semenov, P. M. — Prelucrarea orificiilor adînci de strung.

Brevdo, B. P. — Mașini-unelte de fabricație japoneză.

Lukin, L. N. și *Panov, A. A.* — Cap de honuit pentru prelucrarea cu diamant a orificiilor de diametru mic.

Malahov, A. F. — Dispozitiv pentru prelucrarea canelurilor circulare.

Efremov, S. I. — Masele plastice măresc durata de funcționare a brațelor mecanice.

Cervotkin, V. A. — Mașină de îndoit.

Ciudarov, K. K. și *Konavalov, E. A.* — Instalație indicatoare la mașina de alezat și găurit.

Klopov, V. A. și *Prokopiev, V. V.* — Suporți de cuțit cu două poziții.

Letenko, V. A. — Publicație utilă.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 8, 1970

Țololo, A. P. Elin, V. L. și *Șcerbina, V. A.* — Motonavă de pescaj redus cu construcție de tip înveliș.

Zaharov, V. N și *Ivanov, N. S.* — Influența acțiunii îndelungate a apei mării asupra rezistenței ciclice a sticlei plastice poliesterice.

Kalmicikov, A. P. și *Lukianov, N. P.* — Determinarea tensiunilor normale în grinzile navelor de mase plastice.

Gruzinov, V. I. — Caracteristicile hidrodinamice ale elementului mobil cu palete, în canal transversal.

Boiţov, G. V. și *Markozov, G. V.* Studiul concentrării tensiunilor în zona de capăt a suprastructurii.

Dubrovskii. V. A. — Concepţii moderne despre posibilitățile de utilizare a navelor cu două corpuri.

Selivanov, K. I. și *Egorov, N. F.* — Stadiul actual și perspectivele de dezvoltare a lucrărilor privind micşorare zgomotului pe nave.

Dvinov, S. A. și *Gomzikov, E. A.* — Asupra calculului cîmpului fonic în compartimentele mașinilor.

Denisova, S. N., Ketkov, Iu. L. și *Kurkin, Iu. S.* — Calculul pe mașini electronice al nivelului scontat al zgomotului în compartimentele navelor.

Aptekar, M. V. și *Fonderştein I. M.* — Determinarea zgomotului ventilatoarelor.

Petrov. Iu. I. — *O* nouă metodă de evaluare a nivelului zgomotului ventilatoarelor și compresoarelor.

Petrov, Iu. I. — Determinarea caracteristicilor aparaturii redresoare a mecanismelor de refulare silențioase.

Egorov, N. F. — Modelarea amortizoarelor] de zgomot ale navelor.

* * * Calitatea — însemnul producţiei optime.

* * * Al II-lea Congres internaţional de automatizare a navelor.

Vojakov, A. A., Vîlkost, V. D. și *Serjantov, V. V.* — Încercări reversibile ale instalației electrice de propulsie a spărgătoarelor de gheață portuare.

Prisijnii, V. A. — Alegerea electromotoarelor pentru mencanismele de amarare.

Parașcenko. I. G. și *Obolenskii, N. V.* — Noi termofoare electrice pentru nave.

Fridman, V. T. — Controlul automat al funcţionării radarului naval.

Pivonov, E. G și *Havanov, M. I.* — Parametrii constructivi ai lagărelor compuse de mase plastice.

Grebilskii, A. C. și *Dmitriev, V. A.* — Utilizarea maselor plastice la navele de transportarea peștelui.

Smirnov, B. I. și *Haimin, S. I.* — Influenţa apei asupra proprietăților mecanice ale caprolonului.

Vologdin, D. V. și *Osminkin, B. A.* — Șalupa cu palete submarine „Nevka''.

Bîhovskii, I. A. — V. I. Lenin despre flota submarină.

Stanciurskii, M. P. — A 50-a aniversare a Colegiului de inginerie marină din Kronstadt.

Golian, P. S. — 50 de ani de aplicare a sudurii electrice în orientul îndepărtat.

Juravel, A. L. — Locul de baștină al lui S. O. Makarov

Kuşnarev, E. G. — 250 de ani de la victoria de la Grengam

* * * Activitatea consiliului tehnico-științific al Registrului U. R. S. S.

G.Z.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 10, 1970

* * * Al XXIV-lea Congres al P. C. U. S. — eveniment remarcabil

Lîsov, A. M. — Ridicarea caracteristicii de tracțiune a tractorului cu ajutorul mașinilor analogice de calcul.

Arabian, S. G. şi Holomanov, I.A. — Accelerarea rodajului motoarelor diesel de tractor.

Fomin, In. Ia. și Miroșnikov, V. V. — Bazele rezolvării matematice a problemei determinării parametrilor optimi ai aparaturii de alimentare cu combustibil.

Vladimirov, N. A. ş. a. — Influenţa unor parametrii ai alimentării cu combustibil asupra stabilității indicilor economici ai motorului diesel VTZ.

Kolupaev, V. Ia. — Determinarea experimentală și analitică a dependenţei etanşării cuplului piston-plonjor — cilindru faţă de temperatură.

Pecenkin. V. V., Burov. L. A. și *Adamovici, A. V.* — Exploatarea segmenţilor de ungere ai motorului AM—41.

Ivazkevici. P. N. — Influenţa rigidității sistemului hidraulic al încărcătoarelor forestiere cu fălci asupra mărimii sarcinilor dinamice.

Skundin, G. I. și *Berkovici, M. S.* — Influenţa stării de îmbîxire a uleiului asupra duratei de funcționare a lagărelor cu alunecare din transmisiile tractoarelor.

Goriașko, P. M. ș. a. — Determinarea experimentală a sarcinilor dinamice în transmisia de forță a tractorului cu roţi din clasa 3 t.

Poletaev, A. F. și *Svistula, F. A.* — Influenţa sarcinii la cîrlig asupra unor parametrii ai mișcării circulare a tractorului cu roţi 4 × 4 cu schemă de rotație laterală.

Polikutin, N. G. și *Abdrașitov, R. T.* — Analiza forţelor care acționează corpul plugului la ridicare și la introducere în sol.

Akulov, N. D. și *Perevalova, L. I.* — Despre creșterea durabilității organelor de lucru ale frezelor de baltă.

Arseniev, D. A. și *Kolcin, N. N.* — Sortarea cu ciur giratoriu.

Buharkin, V. N. ș. a. — Zonele de lucru ale ventilatoarelor instalaţiilor pneumatice de separare ale mașinilor agricole.

Tenenbaum, M. M. și *Rozenbaum, A. N.* — Despre metodica de evaluare a durabilităţii organelor susceptibile de uzură ale mașinilor agricole, cu considerarea neliniarității dinamice de uzură.

Moisov, A. Ia., Savin. N. A. și *Solomonovici, E. M.* — Determinarea unor parametrii ai mașinilor de pregătire sub formă de marfă a punctelor.

Semenov, A. N. și *Kurov, In. A.* — Asupra alegerii parametrilor capacității mașinilor pentru materiale în stare de praf, pulbere și grăunțe fiabile.

Rîbakov, V. N. și *Kobeț, V. M.* Despre abaterile forţelor de lucru ale arcurilor semănătoarelor.

Listopad, G. E. și *Cijikov, G. I.* — Asupra determinării vitezei picăturilor de ploaie artificiale și a forței lor de şoc.

Enasiev, E. F., Șterental, M. I. și *Sudit. J. M.* — Asupra alegerii ventilatoarelor centrifuge.

Korsun. V. A. — Despre unele dificultăți la prelucrarea datelor caracteristicii de tracţiune a tractoarelor.

Dovgoșli, I. V., Molîi, In S. și *Potaikus, V. M.* — Instalaţia hidraulică a împrăştietoarelor de îngrășăminte minerale.

Abseitov, S. In. — Mașina NIu — 19 pentru sădirea butașilor de viță de vie.

Voloșin, N. E. şi *Maklakov, A. Ia.* — O nouă tehnologie de fabricaţie a spătarului de cuțit al aparatelor de tăiere ale mașinilor agricole.

Semennikov, A. F. — Alegerea diametrului optim al orificiului ce urmează să fie filetate.

Rozenberg, O. A. și *Poşviatenko, E. K.* — Particularitățile funcţionării broșelor de ecruisare.

Starikov, M. D. — Tractoarele prezentate la expoziția industrială jubiliară „Cehoslovacia 1970''.

Vorobiev. V. I. — Standardizarea internaţională în costrucţia de tractoare.

Molceanov, K. K. — Conferința internaţională de motoare cu ardere internă.

G.Z.

Stanki i instrument

nr. 9, 1970

* * *Evenimentul remarcabil al celui de-al XXIV-lea Congres al P. C. U. S.

Kaminskaia, V. V., Gumilevskii, D. I. și *Ţirinskii, S. R.* — Vibraţiile sistemelor portante, provocate la schimbarea semnului de mișcare a meselor maşinilor de rectificat.

Egorov, A. S. — O nouă familie de maşini de rectificare interioară tipizate.

Loktev, A. D. ș. a. — Influenţa dotării cu scule și a organizării muncii la liniile automate asupra productivităţii acestora.

Viarovici, L. I. — Maşină pentru strunjirea de finisare a pivoţilor labelor pentru dălți de perforare.

Aropov, A. N. — Procese tranzitorii în sistemele cinematice cu mai multe cuple.

Rivin, E. I. — Metodă simplificată de analiză dinamică comparativă a transmisiilor maşinilor-unelte.

Ivenskii, In. N. şi *Golovskii, A. S.* — Comutatoare de linie fără contacte, tip generator.
Haimovici, E. M. şi *Kulik, V. K.* — Creşterea preciziei sistemelor hidraulice sincronizate.
Aizenstat, L. T. şi *Egarov, E. A.* — Dispozitiv pentru măsurarea neuniformităţii mişcării de rotaţie a organelor maşinilor-unelte.
Lizogub, A. V. şi *Figatner, A. I.* — Deformarea căilor de rulare ale lagărelor la montarea organelor de forţă ale maşinilor-unelte.
Gorohov, V. M. şi *Satanovskii, E. Ia.* — Creşterea economicităţii sistemelor hidraulice cu reglaj prin strangulare.
Menşokov, V. M., şi *Melnikov, B. A.* şi *Şreider, E. E.* — Calculul forţelor radiale în cazul rulării la rece a profilelor.
Fraghin, I. E. şi *Arşinov, V. D.* — Honuirea cu diamant a segmenţilor motoarelor de automobile şi tractoare.
Salamandra, B. L. şi *Sergheev, V. I.* — O metodă de rectificare aproximativă a şuruburilor cu profil cicloidal.
Starkina, M. Ia., *Gebel, I. D.* şi *Klibanov, M. S.* — Creşterea productivităţii superfinisării prin aplicarea vibraţiilor ultrasonore.
Kaganovici, D. I. — Frezarea sîrmei de cromwolfram durificate.
Lapotnikov, K. N. şi *Kudinov, E. I.* — Broşă pentru prelucrarea canelurilor evolventice cu centrare după diametrul interior.

G.Z.

Materialprüfung

nr. 9, 1970

Beckov, G. — Bazele standardizării unei metode de încercări în laborator cu termite subterane.
Komlos, K. — Studiul proprietăţilor reologice ale butonului sub tracţiune uniaxială.
Rudolpki, R. — *Knublauch, E.* Calculul de rezistenţă la foc al elementelor de construcţie în oţel.
Johnson, F. A., — Fenomene superficiale la ruperea polimetacrilatului.
Radon, C. J. Bob deformaţie plană.
Wertinger, H. — Un pulsator de joasă frecvenţă pentru încercarea materialelor plastice sticlă-răşină.

TZ für praktische Metallbearbeitung

nr. 9, 1970

Tremb, F. — Oţeluri rapide.
Krumpholz, R., Ibinger, K. — Alegerea corectă a modelelor pentru materiale plastice.
Brugger, H. — Încercările de încovoiere prin şoc pentru aprecierea oţelurilor cementate.
Krahl, A. — Proprietăţile şi posibilităţile de folosire ale tipurilor de arc electric la sudura cu atmosferă de protecţie.

Maschinenmarkt

nr. 74/1970

Soni, A. H. : Cuplaje dezvoltate la angrenaje cu 8 elemente.
Pittroff, H. şi *Fiebner, E.* : Proiectarea axelor la maşinile-unelte. Rigiditatea axelor în domeniul optim ţinînd seama de solicitările forfecării.
Lagodka, B. : Pretensionarea şi solicitarea axelor la cuplajele prin curea trapezoidală.

nr. 75/1970

Bühl, P. : Siguranţe la înşurubări.
Blume, D. : Durabilitatea şuruburilor înnobilate.
Fabry, C. W. : Strîngerea şuruburilor pe cale electrohidraulică.

nr. 76/1970

Finkelnburg, H. : Unelte de aşchiere cu strat de material dur.
Lindenbeck D. A. şi *Bohnhoff, P.* : Influenţa materialului din polizor asupra procesului de şlefuit.
Importanţa structurii materialului din polizor la şlefuitul oţelului cu pietre din diamant scobite.
Burmester, H. J. : Intreţinerea uneltelor de frezat cu tăişuri din material dur.
Weiss, H. : Fixarea poansoanelor cu aliaje din metale turnate

nr. 77/1970

Jenne, G. : Măsuri de protecţie la pilonarea palplanşelor. Cauciucul împiedică uzura.
Rüb, F. : Combaterea zgomotului pe şantierele de construcţii.

nr. 78/1970

Hofer, E. : Tuburile frigorifice nu trebuie să se abureascǎ (să exudeze).
Hütz, W : Îngheţatul şi răcitul în producţia alimentară.
Grünbeck, J . : Contra depunerilor de calciu şi contra coroziunilor.

nr. 79/1970

Gleisberg, D. : Rezultatele desulfurării la topirea prin inducţie.
Berndt, H. : Dezvoltarea de praf în întreprinderi de topitorie.
Krall, H. A. : Fonta extruzionată în construcţia maşinilor-unelte
Alicke, F. : Rezultatele în exploatare cu lagăre de alunecare din poliamidă.
Chamonard, A : Preţul de cost la presele automate de forjare.

nr. 80/1970

Schneider, K. : Modul de funcţionare a extrudărilor de materiale plastice.
Dalhoff, W. : Turnarea prin presiune a formelor duroplastice.
Schenk, M. : Protecţia contra razelor la pompierii de ateliere şi întreprinderi.
Gärsdorf, K. : Lumina influenţează senzaţia climatică în ateliere.
Schwarz, A. : Curenţii slabi sînt mult subevaluaţi.
Heidenreich, K. şi *Röhr H.* : Unelte pentru ambutisarea adîncă a polimerizatelor ABS.

nr. 81/1970

Weinberg, H. : Stabilirea greutăţii o parte componentă a scurgerii materialului.
Achenbach, A. P. şi Reisenbüchler, S. : Comanda unei instalaţii de transport cu elemente fluidice.
Lietz, J. H. : Problema : Cumpăratul soluţiilor de proiectare. Costul proiectării tehnice trebuie plătit.
Frerichs, J. F. : O mare instalaţie de transmiteri poştale prin tuburi în exploatare.

nr. 82/1970

Habil, W. şi *Stoce, K.* : Elemente de construcţie pentru maşini speciale.
Pullavalil, K. P. şi *Madras* : Îngrămădirea de aşchii la tăişul cuţitelor din material dur în timpul tăierii (la strung, freză etc.).
Weis, H. : 50% construcţii noi şi progrese.

nr. 83/1970

Horovitz, B. : Pretensionarea la transmisiunile prin curea.
Jones, I. R. şi *Rooney, G. T.* : Angrenaje dinţate cu 5 pîrghii. Sinteza unui angrenaj dinţat cu 5 pîrghii avînd un minimum de eroare (la patrat) mijlocie.
Fleischhaner, H. : Contribuţii la teoria randamentelor angrenajelor dinţate.

nr. 84/1970

Müller, A. : Dispozitive normate, o cale spre economie.
Lindenbeck, A. : Experienţe cu unelte lucrînd cu granule. Explicarea fenomenelor privind şlefuitul oţelului cu polizoare de diamant.
Hirschfeld, M. : Maşină automată rotativă pentru frezat dinţi.
Trapp, F. : Impregnarea prin fisurare.

nr. 85/1970

Domagalski, J. : Limita economică la tăierea cu perne de cauciuc.
Pischel, H. : Prese hidraulice pentru o producţie ridicată a numărului de piese.
Sahm, R.: Structuri eutectice de aliaje în construcţia de maşini.
Hanusch, H. : Construcţia cu spume dure.
Braersma, G. : Cuplaje rotative elastice cu elemente din oţel de arcuri.
Papelka Jaroslav : ,,Design'' în munca creatoare a constructorului.
Gerell, W. Dezvoltarea mai recentă a producerii formelor fără ajutorul cutiilor.
Wels, H. : Noutăţi puţine în domeniul prelucrării (prese, foarfeci, maşini de îndoit etc.).

nr. 86/1970

Mäder, R. : Cuptor rotativ cu tuburi pentru utilizarea căldurii emanate.
Stere, G. : Ţevi din material plastic în instalaţii.
Weis, H. : Elaborarea programelor privind procesele în tehnică.

Die Maschine

nr. 9/1970

Bantz, W. şi *Fischer, H.* : Costrucţia şi utilizarea motoarelor electrice şi electrohidraulice cu funcţionarea în salturi.
Wiener, D. : Cuplaje elastice. Domenii de utilizare şi criterii pentru alegerea lor.
Maier, Z. : Calculul elementelor dinţate.
Stahl, U. K. : Considerarea arcuirei la paliere şi axe în calculul rulmenţilor şi al axelor.
Koitzsch, G. : Despre fixarea pieselor de prelucrat în fabricaţia de mare serie.
Pohl, A. : Amenajarea locului de lucru, aducerea pieselor de prelucrat şi maşinile de montaj.
Kern., R. : Dispozitive optice de observare la maşinile-unelte.
Műller, H. : Comanda fără atingere şi citirea valorilor de măsură în tehnica maşinilor.
Knobloch, H. : Posibilităţile de curăţire a agentului frigorific la maşinile de şlefuit.
Despre utilizarea instalaţiilor de curăţire a agenţilor frigorifici prin hidrociclon.

Sanitär + Heizungstechnik

nr. 9/1970

Cercetarea şi dezvoltarea (ventilaţie, uscare, încălzirea bazinelor, zgomotul la centralele termice, instalaţii electrice, comadă, reglaje etc.).
Falant, R. şi *Schneider, H.* : Prepararea şi încălzirea apei la bazinul Stimbergpark.
Dittrich, A : Procedeul matematic pentru stabilirea necesarului şi puterii corespunzătoare la apă potabilă.
Thummernicht, W. : Instalaţii combinate de apă curativă.
Malmgren, H. şi *Kaila, M. M.* : Dezvoltarea unui rezervor WC fără zgomot.
Hinden, R. : Serviciul la clientelă este nerentabil?
Feurich, H. : Dimensiunea de montaj pentru closete şi bideuri.
Mőller, H : Ventilatoare din material sintetic în tehnica aerisirii şi climatizării.
Schweischeimer, W. : Instalarea unor băi şi bucătării complecte prin acoperiş.
Schrowang, H. : Electrotehnică pentru constructorii instalaţiilor de încălzire şi aerisire.

Schweisstechnik

nr. 10/1970

Olinger, J. P. : Dezvoltarea unei surse transistorizate pentru curent de sudură.

Gh. C.

The Journal of Automotive Engineering

octombrie 1970

Newcomb, T. P., Spurr, R. T. — Bazele proiectării frînelor.
Towle Alfred — Dezvoltări în lubrificaţia maşinilor de tracţiune.
Preece, J. P. — Sudarea cu CO_2 în fabricaţia maşinilor de tracţiune.

Metals & Materials

sept 1970

Schweitzer, M., Willy Form, G. — Un nou instrument pentru studii metalografice.
Reynolds, K. A., Crane, L. W. — Folosirea unui circuit TV închis pentru învăţămîntul metalografic.
Spittle, J. A., Jones, R. D. — O maşină miniaturală pentru încercări în tracţiune

Metals & Materials and Metallurgical Reviews

nr. 10/1970

Dowsing, R. J. — Unele observaţii asupra unei controverse la sistemul S.I.
Healey, D. — Vulnerabilitatea cablurilor armate la avaria prin şoc.
Knight, R. F. Contractor, G. P. — Alierea oţelurilor inoxidabile.
AL-Qureshi, H. A. — Prevederea încărcărilor de rupere.
Smith, F. A. — Mărunţirea materialelor foarte dure şi moi.

Gas Oil Power

sept—oct 1970

Motorul Seahorse al uzinelor Doxford
Vibraţia un semnal timpuriu al defecţiunilor
Cercetări fructificate în marina militară
Motoare noi mari rapide în V
Putere pentru minele din Australia de vest
Dezvoltarea motoarelor răcite cu aer pînă la 200 CP
Motoare diesel pentru aerodromuri
Instalaţii de insonorizare
Calculatoare ce ajută pentru laboratoare de cercetare al motoarelor

La Marina Italiana

iulie — august 1970

Palladino, R. : Fenomenul Squat la portierele mari.
Bassi, A. : Evoluţia motorului naval diesel în ultimii 15 ani.
iulie — august 1970

Costruzioni metalliche

iulie — august 1970

GMBO Leporati, E. — Rezistenţa la oboseală la tracţiune pulsatorie ale asamblărilor cu buloane.
Perata, C. — Oţelul IT—ACOR în construcţiile rutiere.
Bollani, G. — Fenomene de fragilitate în oţeluri de construcţie.
Politi, G. — Structuri în oţel pentru fabrica de zahăr din Amarah — Irak.
Finzi, M. — Proiectarea şi încercări sub sarcină la stîlpi de înaltă tensiune (765 kV).
Maier, G., Zavelani Rossi, A. — Comportarea barelor din oţel comprimate excentric.
Barbarito, B. Liniile de influienţă ale unei grinzi semiinfinite pe reazeme elastice.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECŢIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese şi imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecţionat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).

Economie apreciabilă de timp şi personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fişele de însoţire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREŢI DOCUMENTAŢIILE GRATUITE LA 201 Ro

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 84-92

Cronică

MASHPRIBORINTORG expune la Bucureşti

În luna noiembrie 1970, Inteprinderea unională de comerţ exterior a U.R.S.S. „Mashpriborintorg" a organizat la Bucureşti o interesantă expoziţie de aparate de măsură şi control produse de industria sovietică.

Au atras atenţia, îndeosebi, aparatele de măsurare electrice de laborator şi transportabile ca Wattmetrul Д 571, destinat măsurării puterii active în circuitele de curent alternativ trifazate, în sarcină uniformă şi neuniformă a fazelor; galvanometrul magnetoelectric transportabil M 196, folosit în laboratoare şi ateliere; aparatul combinat Ц 4312, utilizat pentru măsurarea curentului şi a tensiunii în circuite de curent continuu şi alternativ, cu frecvenţă de la 45 la 10000 Hz, în condiţii de laborator şi de producţie; luxmetrul Ю 16, cu fotocelulă separată, folosit la măsurarea iluminării produsă de lămpi cu incandescenţă, tuburi luminescente şi lumină naturală; megohmetrul M503M, cu două limite de măsurare; bobine şi cutii de măsurare. De asemenea au fost prezentate diferite potenţiometre şi punţi de măsurare; oscilograful H 010; convertizorul de putere П 004; ampermetre şi voltmetre.

Un interes deosebit au arătat aparatele şi instrumentele pentru controlul, reglarea şi automatizarea diferitelor procese tehnologice, ca de exemplu: regulatorul automat APC-1-CH, care funcţionează după principiul selecţionării pas cu pas a maximului parametrului regulat; manometrul diferenţial cu membrană, cu sesizor inductiv ДМИ, pentru măsurarea presiunii la lichide, gaze şi vapori cu caracter neagresiv; termometrul manometric indicator şi semnalizator cu vapori şi lichid, protejat contra exploziilor; analizatorul de gaze opticoacustic OA2109, destinat măsurării conţinutului de oxid de carbon în amestecurile de gaze formate din oxid de carbon, bioxid de carbon, azot, oxigen, hidrogen, metan.

Au mai fost prezentate diferite aparate pentru încercarea materialelor şi aparate pentru serviciul de salvare în mine, ca aparatul de respiraţie pulmonar automat, „VLADA" folosit contra gazelor toxice şi în lucrul în apă la adîncimea de 20 m, măşti pentru apărare contra prafului, contra gazelor nocive etc.

De asemenea, în acest domeniu, a fost prezentat aparatul universal de control УКП-4 destinat verificării bunei funcţionări a măştilor.

Specialiştii sovietici, cu înaltă calificare, au răspuns amănunţit tuturor întrebărilor ce li s-au adresat.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 6086.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării *D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.*

41 042

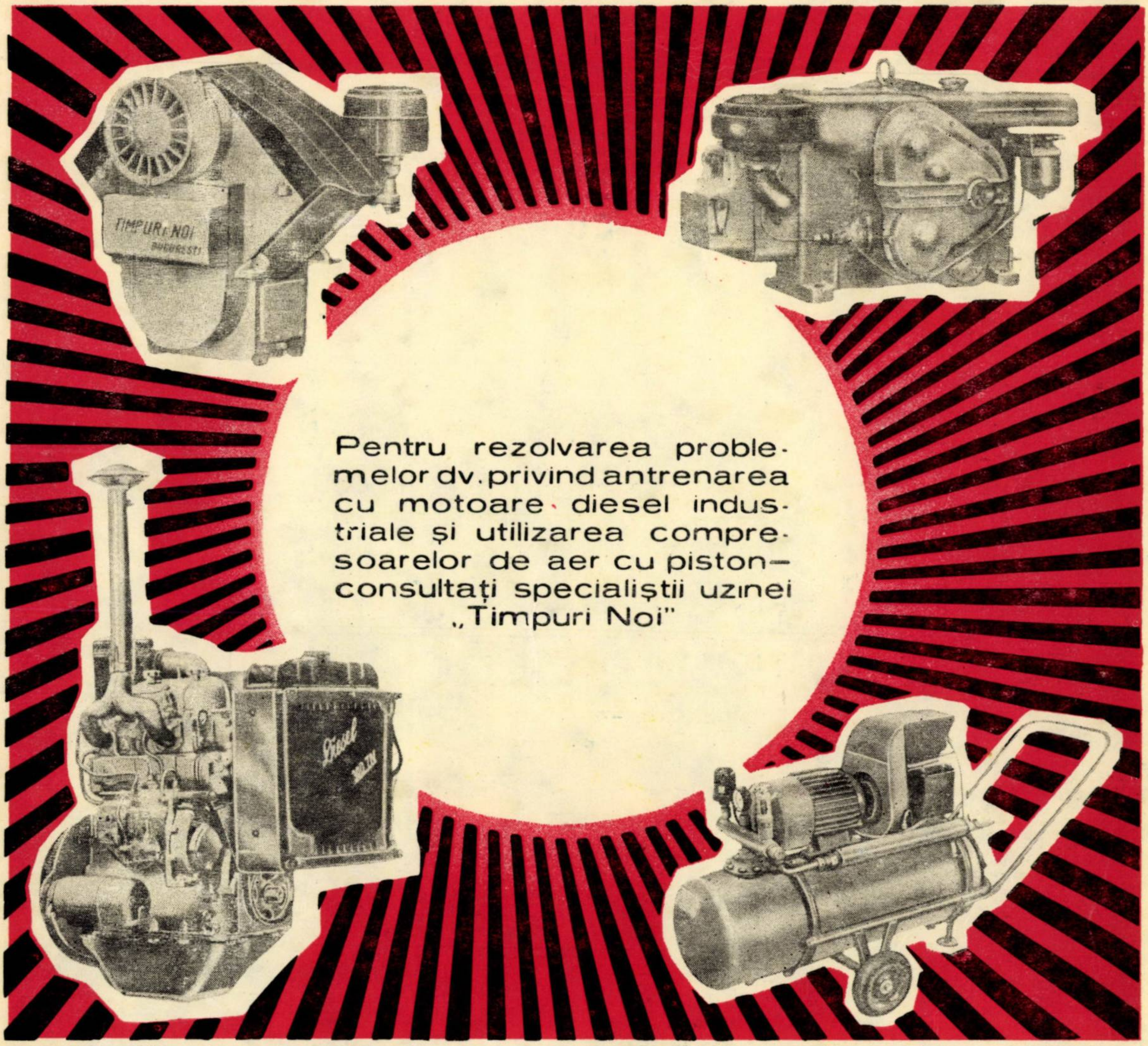
1883

1971 APR 2 2

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI



Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 – 35 KGF/CM^2 PENTRU:

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Şantiere ● Garaje ● Vopsitorii

UZINA Vulcan BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2.6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

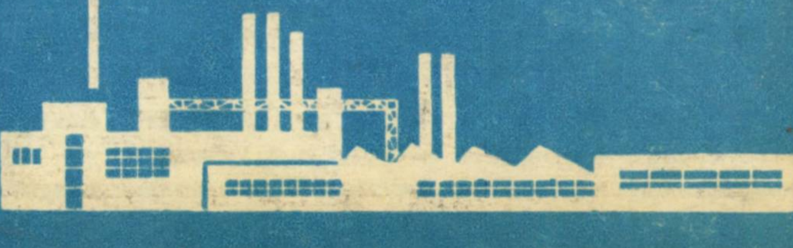
Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unități de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preincălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
București tel. 31.51.02



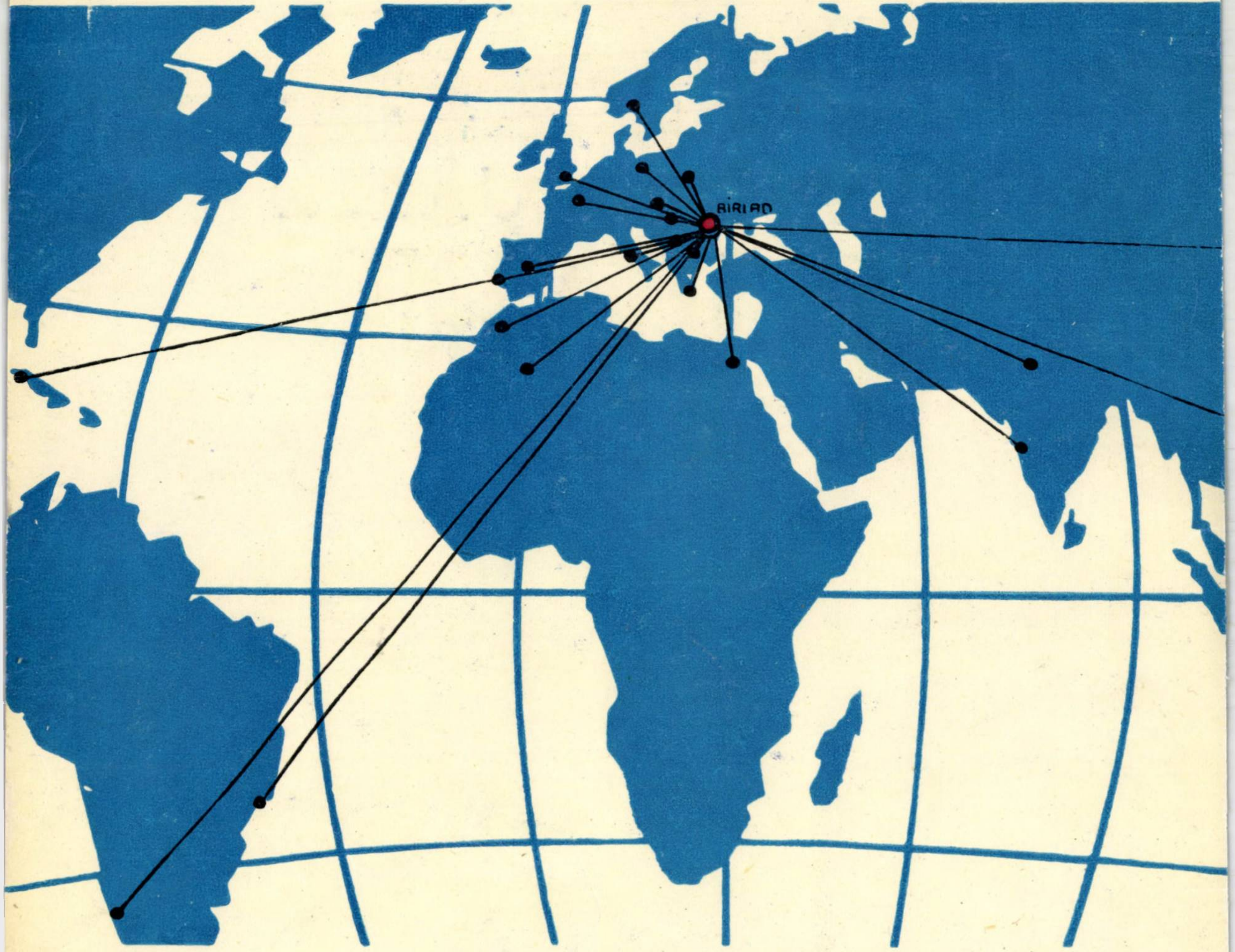
E3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIII • Nr. 3 • MARTIE 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenti pentru utilaj petrolier, rulmenți pentru tractoare și camioane etc.*

FRB
MADE IN RUMANIA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIII, MARTIE, Nr. 3, 1971

CUPRINS

Badea, V. şi Lucaci, W.: **Realizări la uzina „Timpuri noi" privind supranetezirea arborilor cotiţi.** 129 ✓

Bicsak, E. şi Domşa, Al.: **Cercetări asupra calităţii îmbinărilor sudate realizate din oţeluri inoxidabile tăiate cu pulberi de fier şi oxigen.** 133 ✓

Bobancu, S.: **Parametri calculabili ai instalaţiilor de ridicat şi transportat cu tobe şi cabluri** 137

Chiriacescu, S. Popescu, I. şi Ivan, N.: **Principiile aplicării calculului abaterilor funcţiilor în construcţia de maşini şi aparate.** 140

Codreanu, C.: **Asupra unor proprietăţi ale pompelor pneumohidraulice.** 146

Eberan—Eberhorst, R. **Exercitarea gazelor de evacuare — indiciu de viitor pentru motorul de automobil cu aprindere prin scînteie.** 150

Iliescu, C. şi Boangiu Gh.: **Cercetări teoretice privind presiunea necesară la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel** 160 ✓

Ionescu, C.: **Realizări noi în construcţia instalaţiilor de separare a prafului din aer la ventilaţiile industriale de la uzina „23 August".** 164

Mohor, I. şi Panaitescu, I.: **Utilizarea betatroanelor Institutului de fizică atomică la controlul nedistructiv al calităţii pieselor turnate.** 167

Moldovan, V. şi Sanchen, G.: **Studiul pe model al rigidităţii statice a batiului preselor mecanice cu un montant.** 170

Moneanu, Gh.: **Propuneri privind perfecţionarea hidrocloanelor destinate desprăfuirii aerului în turnătorii.** 173 ✓

DOCUMENTARE 177

RECENZIE 182

REVISTA REVISTELOR 189

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. Aramă, — membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. Andrian: ing. A. Băncilă: dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. T. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. A. Moga; ing. A. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; conf. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. N. Zugrăvel.

Redactor şef rubrică: Elena Ştefănescu

SUMAR

CZ 621.824.3 : 621.923.7

Badea, V. şi *Lucaci, W.* : **Realizări la uzina „Timpuri noi" privind superfinisarea arborilor cotiţi.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 129–132

CZ 621.791.65 : 669.14.018.8

Bicsak, E. şi *Domşa, Al.* : **Cercetări asupra calităţii îmbinărilor sudate realizate din oţeluri inoxidabile tăiate cu pulberi de fier şi oxigen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 133–137

CZ 621.86/87.001.24

Bobancu, Ş. : **Parametri calculabili ai instalaţiilor de ridicat şi transportat cu tobe şi cabluri**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 137–140

CZ 621 : 519.2.

Chiriacescu, S., *Popescu, I.* şi *Ivan, N.* : **Principiile aplicării calculului abaterilor funcţiilor în construcţia de maşini şi aparate.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 140–145

CZ 621.65–82–85

Codreanu, C. : **Asupra unor proprietăţi ale pompelor pneumohidraulice.**

onstrucţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 146–149

CZ 621.431.73.068 : 629.113

Eberan-Eberhorst, R. : **Cercetarea gazelor de evacuare — indiciu de viitor pentru motorul de automobil cu aprindere prin scînteie.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 150–160

CZ 621.983.001.5

Iliescu, C. : **Cercetări teoretice privind presiunea necesară la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisare.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 160–163

CZ 628.83.628.511.1 :621.928

Ionescu, C. : **Realizări noi în construcţia instalaţiilor de separare a prafului din aer la ventilaţiile industriale de la uzina „23 August".**

Constructoa de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 164–166

CZ 621.384.613 :621.74 :620.179

Mohor, I. şi *Panaitescu, I.* : **Utilizarea betatroanelor Institutului de fizică atomică la controlul nedistructiv al calităţii pieselor turnate.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 167–170

CZ 621.979–21.001.57

Moldovan, V. şi *Sanchen, G.* : **Studiul pe model al rigidităţii statice a batiului preselor mecanice cu un montant.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 170–173

CZ 621.74 :621.928.4 :628.511

Moneanu, Gh. : **Propuneri privind perfecţionarea hidrocloanelor destinate desprăfuirii aerului în turnătorii.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 173–177

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 6185.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.824.3 :621.923.7

Бадя, В. и *Лукан, В.:* **Достижения завода „Timpuri noi" в области тонкой доводки коленчатых валов**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 129–132

ДК 621.791.65 :669.14.018.8

Биксак, Е. и *Домша, Ал.:* **Исследование качества сварных соединений, осуществленных из нержавеющей стали кислородной и металлопорошковой резки**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 3, стр. 133–137

ДК 621.86/.87.001.24

Бобанку, С.: **Исчисляемые величины подъемных барабанных и кабельных устройств**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 137–140

ДК 621 : 519.2

Киряческу, С., Попеску, И. и *Иван, Н.:* **Принципы применения расчета отклонений функций в машино- и приборостроении.**

Construcţia de Maşini 23 ((1971), №. 3, стр. 140–145

ДК 621.65 – 82–85

Кодряну, К.: **О свойствах пневмогидравлических насосов**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 146–149

ДК 621.431.73.068 : 629.113

Еберан-Еберхорст, Р.: **Исследование выхлопных газов — будущий показатель для автомобильного двигателя с искровым зажиганием**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 150–160

ДК 621.983.001.5

Илиеску, К.: **Теоретические исследования давления, необходимого для комбинированного стягивания полуфабрикатов при штамповке**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 3 стр. 160–163

ДК 628.83 :628.511.1 : 621.928

Ионеску, К.: **Новые достижения в конструкции установок для отделения пыли из атмосферы на промышленных вентиляциях завода „23 Августа"**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 164–166

ДК 621.384.613 : 621.74 : 620.179

Мохор, И. и *Панаитеску, И.:* **Применение бетатронов Института атомной физики при недеструктивном контроле качества литых деталей**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 167–170

ДК 621.979–21.001.57

Молдован, В. и *Санкен, Г.:* **Изучение на модели статической жесткости одностоечной станины механических прессов.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 170–173

ДК 621.74 : 621.928.4 :628.511

Моняну, Г.: **Предложения в связи с усовершенствованием гидравлических колонн, предназначенных для обепыливания воздуха в литейных цехах**

Construcţia de Maşini 23 (1971), №. 3, стр. 173–177

INHALT

DK 621.824.3 :621.923.7

Badea, V. und *Lucaci, W.* **Leistungen des Werkes „Timpuri noi" bzgl. des Feinschleifens von Kurbelwellen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. H. 3, S. 129–132

DK 621.791.65 : 669.84.018.8

Bicsak E. und *Domşa, Al.* : **Forschungen bzgl. Qualität der Schweissverbindungen aus rostfreien Stahlen geschnitten mit Eisen-und Sauerstoffpulver.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 133–137

DK 621.86.87.001.24

Bobancu, S. : **Berechenbare Grössen der Hubeinrichtungen mit Trommeln und Kabeln.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 137–140

DK 621 :519.2

Chiriacescu, S., Popescu, I. und *Ivan N.* : **Grundsätze bzgl. Anwendung der Berechnung von Funktionsabweichungen beim Maschinen-und Apparatebau.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 140–145

DK 621.65–82–85

Codreanu, C. : **Gewisse Eigenschaften der pneumohydraulischen Pumpen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 146–149

DK 621.413.73.068 : 629.113

Eberan Eberhorst, R. : **Untersuchung der Abgase — ein Zukunftsmerkmal für den Automotor mit Funkenzündung.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 150–160

DK 621.983.001.5

Iliescu, C. : **Theoretische Untersuchungen bzgl. des erforderlichen Druckes beim kombinierten Pressen der Halbfabrikate zwecks Ziehens.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 160–163

DK 628.83 :628.511.1 :621.928

Ionescu, C. : **Neue Leistungen auf dem Gebiet der Herstellung von Entstaubungsanlagen bei Industrieentlüftungen im Werk „23 August".**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 164–166

DK 621.384.613 : 621.74 : 620.179

Mohor I. und *Panaitescu Z.* : **Die Verwendung der Betatrons vom Institut für Atomphysik zur undistruktiven Kontrolle der Qualität von Gussstücken.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 167–170

DK 621.979–21.001.57

Moldovan, V. and *Sanchen, G.* : **Modellstudium der statischen Starrheit des Gestelles von mechanischen Pressen mit einem Pfosten.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 170–173

DK 621.74:621.928.4 :628.511

Moneanu, C. H. **Vorschläge zur Vervollkommung der Hydroklons zur Luftentstäubung in Giessereien.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 3, S. 173–177

CONTENTS

DC 621.824.3 :621.923.7

Badea, V. and *Lucaci, W.* : **Smoothing of crankshafts at ,,Timpuri noi'' works.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 3, p. 129–132

DC 621.791.65 :669.14.018.8

Bicsak, E. and *Domşa, Al.* : **Research in the quality of welded joints of stainless steels cut by means of iron powders and oxygen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 3, p. 133–137

DC 621.86/.87.001.24

Bobancu, S. : **Calculable sizes in hoisting installations equipped with drums and ropes.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 137–140

DC 621 :519.2

Chiriacescu, S., Popescu, I. and *Ioan, N.* : **Principles applied in the calculation of function deviations in machine and apparatus building.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 140–145

DC 621.65–82–85

Codreanu, C. : **About certain properties of pneumo-hydraulic pumps.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 146–149

DC 621.431.73.068 : 629.113

Eberan-Eberhorst, R. **Research in exhaust gases — a parameter to be considered in the future of automobile spark ignition engines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 150–160

DC 621.983.001.5

Iliescu, C. **Theoretical research in the pressure required at combined tightening of semi-finished materials.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 160–163

DC 628.83 : 628.511.1 : 621.928

Ionescu, C. : **New achievements in the dust collecting plants of the ,,23 August works'' ventilation installations.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 164–166

DC 621.384.613 :621.74 :620.179

Mohor, I. and *Panaitescu, I.* : **Utilization of the betatrons of the ,,Institute for Atomic Physics'' in non-destructive testing of cast parts.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 3, p. 167–170

DC 621.979 – 21.001.57

Moldovan, V. and *Sanchen, G.* **Model—analysis of static rigidity of the frame of one—upright power presses.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 3, p. 170–173

DC 621.74 :621.928.4 :628.511

Moneanu, Gh. : **Suggestions for improvement of the hydroclones used in air dedusting in foundries.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 173–177

SOMMAIRE

CD 621.824.3 :621.923.7

Badea, V. et *Lucaci, W.* : **Réalisations à l'usine ,,Timpuri noi" concernant l'usinage optimum des surfaces des axes à cames.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 129–132

CD 621.791.65 :669.14.018.8

Bicsak, E. et *Domşa Al.* : **Recherches concernant la qualité des joints soudés réalisés à partir des aciers inoxydables taillés à l'aide des poudres de fer et de l'oxygène.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 133–137

CD 621.86/.87.001.24

Bobancu, S. : **Valeurs calculables des installations élévatrices à tambours et à câbles.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 137–140

CD 621 :519.2

Chiriacescu, S., Popescu, I. et *Ivan, N.* : **Les principes selon lesquels on applique le calcul des dérogations des fonctions dans la construction des machines et des appareils.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 140–145

CD 621.65–82–85

Codreanu, C. : **Considérations concernant certaines propriétés des pompes pneumohydrauliques.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 3, p. 146–149

CD 621.431.73.068 : 629.113

Eberan-Eberhorst, R. : **L'étude des gaz d'échappement — indice d'avenir pour le moteur d'auto à démarrage par étincelle.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 150–160

CD 621.983.001.5

Iliescu, C. : **Recherches théoriques concernant la pression nécessaire lors du serrage combiné des semi-fabriqués à l'emboutissage.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 160–163

CD 628.83 : 628.511.1 : 621.928

Ionescu, C. : **Nouvelles réalisations dans la construction des installations à séparer la poussière de l'atmosphère, par les ventilateurs industriels de l'usine ,,23 August''.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) no. 3, p. 164–166

CD 621.384.613 : 621.74 :620.179

Mohor, I. et *Panaitescu, I.* : **L'utilisation des bétatrons de l'Institut de physique pour le contrôle non-destructif de la qualité des pièces moulées.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 167–170

CD 621.979–21.001.57

Moldovan, V, et *Sanchen, G.* : **L'étude — sur modèle — de la rigidité statique du bâti des presses mécaniques à un montant.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 170–173

CD 621.74:621.928.4 :628.511

Moneanu, Ch. : **Propositions concernant le perfectionnement des hydrocyclones destinés à purifier l'air dans les fonderies par dépoussiérage.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 3, p. 173–177

CZ 621.824.3.621.923.7

Realizări la uzina „Timpuri noi" privind supranetezirea arborilor cotiţi

Ing. Viorel Sorin BADEA — Uzina Timpuri noi — Bucureşti
Ing. Wartlav LUCACI

Este cunoscut faptul că în construcţia de motoare, pe lîngă atingerea unor parametri înalţi privind presiunea medie efectivă, consumul specific redus de carburant, greutatea specifică redusă etc., se urmăreşte creşterea durabilităţii pieselor.

Dintre piesele a căror uzură conduce în mod nemijlocit la scăderea duratei de serviciu a motorului, arborele cotit este una dintre cele mai principale.

Arborele cotit suportă acţiunea forţelor variabile ale gazelor şi forţelor de inerţie, precum şi acţiunea unor momente de răsucire; materialul arborelui cotit este solicitat la oboseală. Arborele cotit cu părţile lui rotitoare legate de el reprezintă un sistem supus unor vibraţii de răsucire şi de încovoiere, provocate de forţele şi momentele care acţionează periodic. În cazurile de rezonanţă apar eforturi unitare suplimentare care depăşesc eforturile unitare ce acţionează pe arbore în urma celorlalte solicitări.

Majoritatea ruperilor de arbori cotiţi este provocată de oboseala materialului. Fisurile încep de la locurile în care se produce concentrarea tensiunilor (la racordări, găuri şi locuri insuficient finisate).

Un principiu unanim recunoscut este acela că rezistenţa la oboseală sporeşte prin lustruirea îngrijită a locurilor cu tensiuni concentrate, iar durabilitatea unui organ de maşină creşte direct proporţional cu suprafaţa portantă a acestuia. (Cercetările au arătat că la o rugozitate Ra 12,5 μm corespunde o fracţiune portantă de 4% din întreaga suprafaţă, la Ra 6,3 μm 12%, la 1,6 μm 30% etc. Pentru o fracţiune portantă de 95% este necesară o rugozitate Ra de 0,1 μm.)

În prezent procedeele folosite pentru obţinerea unor astfel de calităţi de suprafaţă sînt fie cu îndepărtare de material — cu abrazivi, fie fără — prin roluire.

Astfel, din informaţiile pe care le deţinem, majoritatea uzinelor producătoare de arbori cotiţi pentru motoare folosesc primul procedeu şi anume vibronetezirea.

Aşchierea se produce aici datorită presiunii specifice, care ia naştere între bara de abraziv şi suprafaţa care se prelucrează. La această prelucrare presiunea este redusă, mai mică de 2 kgf/cm^2. La începutul procesului de prelucrare contactul făcîndu-se numai pe vîrfurile asperităţilor, presiunea va fi de fapt mai mare şi deci se va realiza o aşchiere mai intensă.

Acest procedeu îl foloseşte uzina de reparaţii de automobile din oraşul Taşkent — U.R.S.S. pentru arborii cotiţi de la motoarele GAZ—51 şi M—20; colectivul de aici şi-a construit o maşină de concepţie proprie cu mai multe posturi.

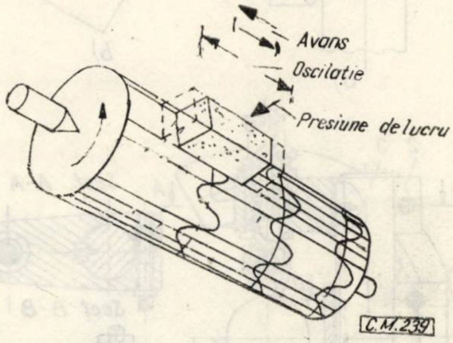


Fig. 1. Vibronetezirea unei suprafeţe cilindrice.

Firmele italiene folosesc un dispozitiv asemănător montat pe strunguri, mişcarea vibratorie avînd o frecvenţă de 700 cicluri complete pe minut cu o amplitudine de 5 mm.

La Uzina Mecanică Muscel se foloseşte un sistem mult mai simplu şi anume după o rectificare de degroşare şi una de finisare a manetoanelor de la arborele cotit al motorului M207 A, se trece la o lustruire cu un dispozitiv manual pe strung.

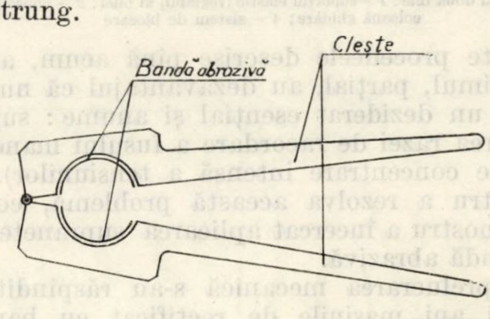


Fig. 2. Dispozitiv manual pentru lustruire.

Cel de al doilea procedeu citat mai sus şi anume prelucrarea de netezire prin deformare plastică constă din realizarea unei suprafeţe netede prin apăsarea unor bile sau role pe suprafaţa de prelucrat. Forţa de compresiune provoacă o deformare plastică a stratului superficial al materialului. În acest fel se produce o ecruisare a stratului superficial. Aceasta face să crească rezistenţa la solicitările variabile şi la uzură. Procedeul se aplică de obicei la oţelurile nealiate după strunjirea de finisare, eliminîndu-se operaţia de tratament termic şi rectificare. În prezent s-au realizat dispozitive care execută simultan strunjirea de finisare şi netezirea cu ajutorul unei bile sau a două bile.

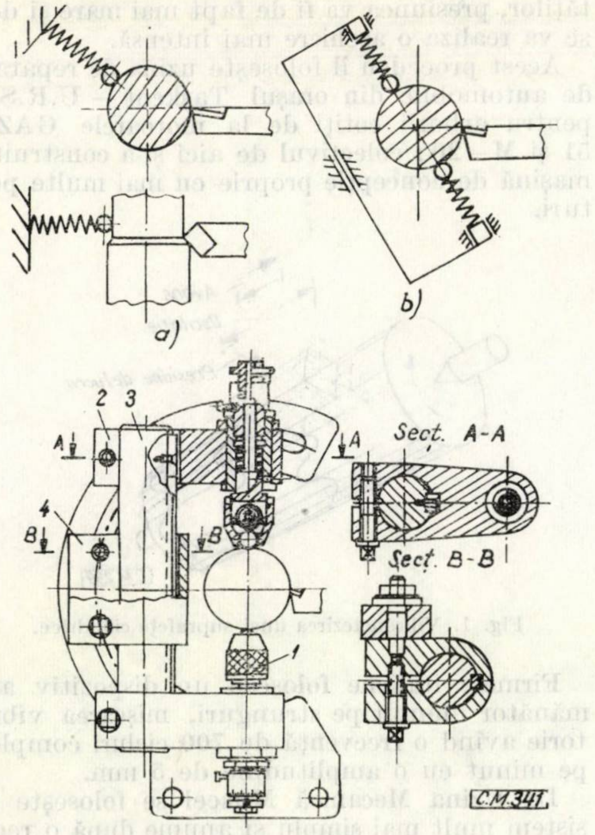


Fig. 3. Dispozitiv pentru strunjirea şi netezirea simultană a suprafeţelor cilindrice cu ajutorul bilelor:

a. cu o singură bilă; b cu două bile; c. detaliu constructiv al unui dispozitiv prevăzut cu două bile: 1 – suportul elastic (reglabil) al bilei; 2 – consolă; 3 – coloană ghidare; 4 – sistem de blocare

Toate procedeele descrise pînă acum, afară de ultimul, parţial, au dezavantajul că nu satisfac un deziderat esenţial şi anume: supranetezirea razei de racordare a fusului maneton (loc de concentrare intensă a tensiunilor).

Pentru a rezolva această problemă, colectivul nostru a încercat aplicarea supranetezirii cu bandă abrazivă.

În prelucrarea mecanică s-au răspîndit în ultimii ani maşinile de rectificat cu bandă. Banda de rectificat, acoperită cu particule abrazive, este aplicată pe zona de prelucrare prin intermediul unor discuri sau plăci de contact. Procedeul este utilizat la uzinarea semifabricatelor forjate şi turnate, a tablelor şi laminatelor, a ţevilor şi barelor cu diametrul cuprins între 1,6 şi 230 mm. De asemenea, se foloseşte la curăţarea cusăturilor sudate, la ascuţirea sculelor de aliaje dure, la finisarea pieselor de oţel, lemn, mase plastice şi sticlă. Dezvoltarea rectificării cu bandă este legată de apariţia maşinilor-unelte specializate pentru prelucrarea paletelor de turbină şi a altor piese cu configuraţie complicată.

Faţă de rectificarea cu discuri, rectificarea cu bandă asigură: intensificarea îndepărtării de material, datorită suprafeţei de aşchiere mai mare; posibilitatea echilibrării preliminare a pieselor de revoluţie care susţin banda, micşorarea probabilităţii de apariţie a arsurilor, deoarece suprafaţa mare de lucru determină un eficient transfer de căldură; timp scurt de schimbare a benzii (1 — 3 min) şi de instruire a muncitorilor (de ordinul a 2 ore); posibilitatea de modificarea a proprietăţilor aşchietoare ale benzii prin schimbarea durităţii şi formei piesei de contact: conservarea în timpul prelucrării a vitezei de deplasare a benzii şi a razei de curbură; posibilitatea prelucrării productive a suprafeţelor profilate, micşorarea cheltuielilor de achiziţie; creşterea stabilităţii la vibraţii a sistemului, datorită elasticităţii mari a benzii. Dezavantajele prelucrării cu bandă abrazivă constau în dificultăţile de realizare a unei precizii înalte de execuţie şi în cele de rectificare a pragurilor ascuţite şi a oţelului, cu granulaţie 4 sau mai mică.

În figurile 4, 5, 6, 7 şi 8 sînt date cîteva exemple de maşini, de şaibe profilate şi lucrări care se execută cu bandă abrazivă.

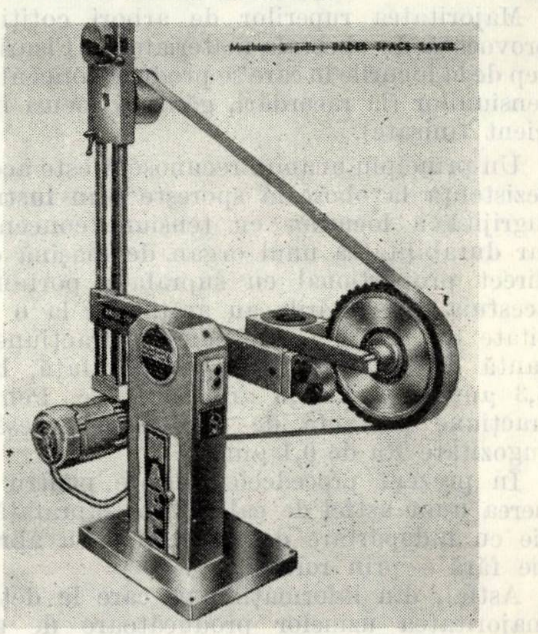


Fig. 4. Maşina de polizat realizată de firma „Mape''

Colectivul nostru a construit dispozitivul din figura 9, care cuprinde 11 repere.

Pe role circulă o bandă textilă care înlocuieşte banda abrazivă, folosită pînă în prezent.

Întreg dispozitivul este suspendat conform figurii 10, fiind echilibrat 100%.

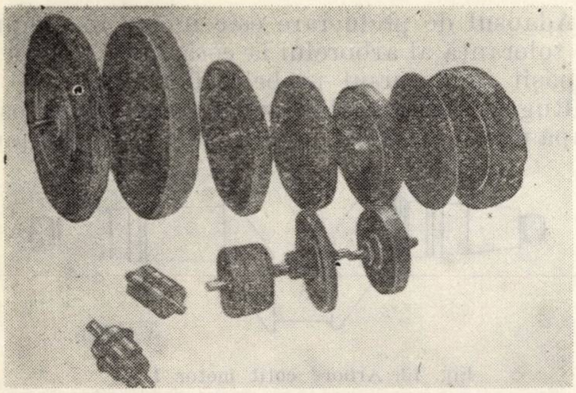


Fig. 5. Diferite tipuri de discuri de contact utilizate pe maşina din fig. 4.

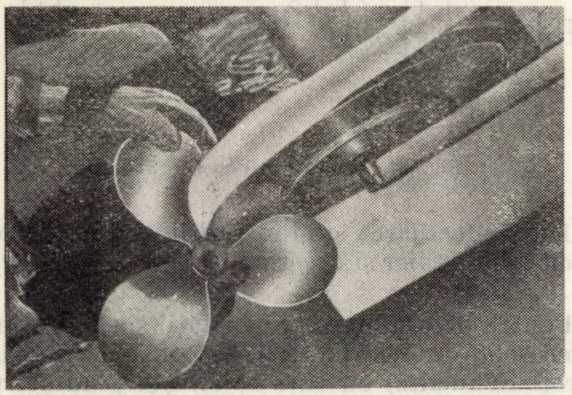


Fig. 6. Şlefuirea unei elice.

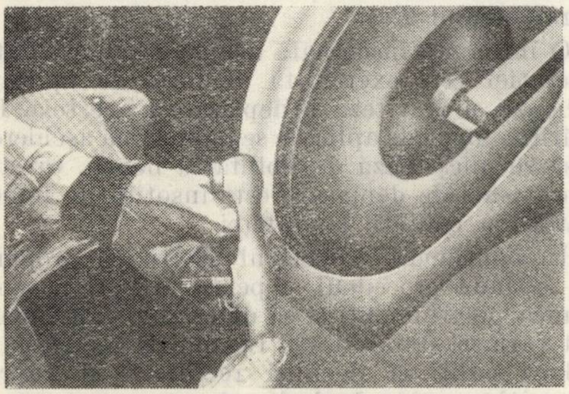


Fig. 7. Şlefuirea unui corp de robinet.

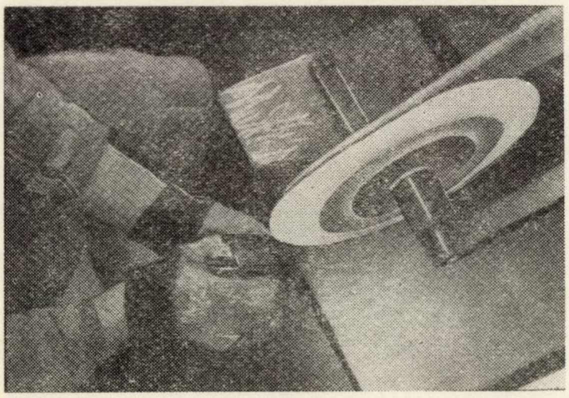


Fig. 8. Şlefuirea unei piese de tablă.

Deosebirile dintre dispozitivul prezentat şi cel utilizat pînă în prezent la rectificarea cu bandă sînt :

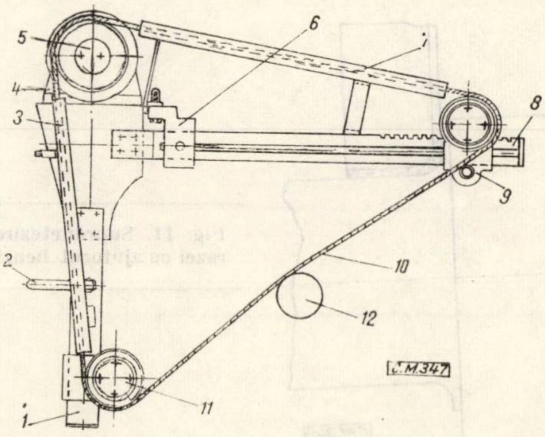


Fig. 9. Dispozitivul de supranetezit construit de autori: *1* – ghidaj; *2* – mîner; *3* – apărătoare; *4* – motor electric de antrenare; *5* – rolă antrenare; *6* – butuc deplasabil pe două direcţii pentru suspendare; *7* – apărătoare; *8* – ghidaj; *9* – suport role; *10* – bandă textilă; *11* – rolă întindere; *12* – piesă de prelucrat

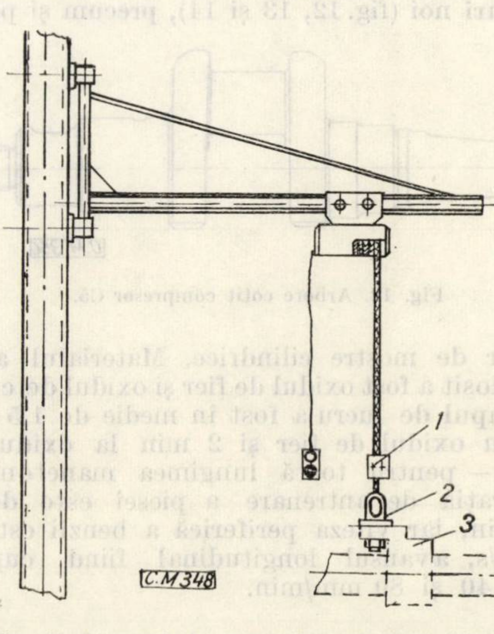


Fig. 10. Sistemul de suspendare al dispozitivului: *1* – eclise fixare cadru; *2* – inel ancorare; *3* – butuc suspendare.

— aşezarea piesei de prelucrat în cîmpul benzii pentru a putea forţa banda să urce pe rază şi să supranetezească şi raza fusului maneton ;

— antrenarea piesei prin aşezarea între vîrfuri pe un strung :

— folosirea unei benzi din ţesătură textilă pe care se încarcă pastă de rodat de diferite granulaţii şi compoziţii chimice ;

— echilibrarea integrală a dispozitivului pentru a se putea obţine o presiune corespunzătoare a benzii pe suprafaţa de lucru în funcţie de calitatea de suprafaţă urmărită şi productivitate; presiunea se exercită de către muncitor prin apăsarea pe mînerele dispozitivului.

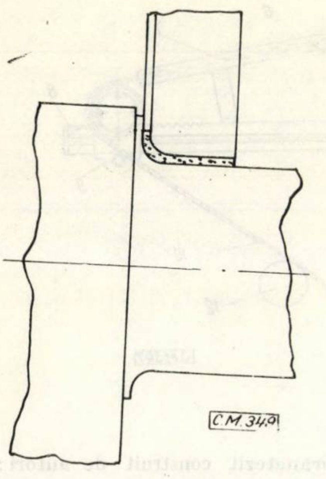


Fig. 11. Supranetezirea razei cu ajutorul benzii.

Încercările s-au efectuat pe un număr de trei arbori cotiţi aflaţi în fabricaţia curentă a uzinei Timpuri noi (fig. 12, 13 şi 14), precum şi pe un număr de mostre cilindrice. Materialul abraziv folosit a fost oxidul de fier şi oxidul de crom.

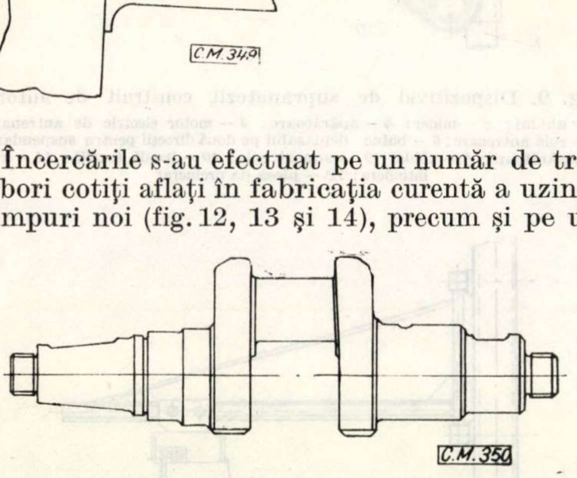


Fig. 12. Arbore cotit compresor C5.

Timpul de lucru a fost în medie de 1,5 min pentru oxidul de fier şi 2 min la oxidul de crom — pentru toată lungimea manetonului.

Turaţia de antrenare a piesei este de 12 rot/min, iar viteza periferică a benzii este de 28 m/s, avansul longitudinal fiind cuprins între 40 şi 80 mm/min.

Adaosul de prelucrare este inclus în cîmpul de toleranţă al arborelui la cotă finită; el nu a depăşit în decursul probelor 0,005 mm.

Rugozitatea iniţială a semifabricatului a fost, după parametrul *Ra*, cuprinsă între 1,25 şi 2 μm.

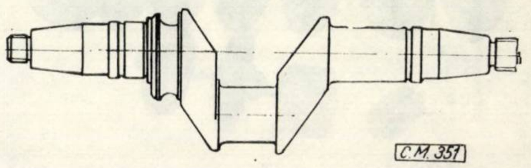


Fig. 13. Arbore cotit motor D6.

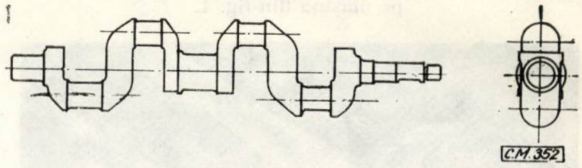


Fig. 14. Arbore cotit motor S15.

După efectuarea supranetezirii în două treceri cu oxid de fier şi de crom, ea a fost $Ra = 0,2 \ldots 0,5$ μm.

Pentru determinarea rugozităţii s-a folosit un microscop dublu LINNIK de construcţie Zeiss (prof. Schmaltz) cu care se citeşte parametrul *Rz* (s-a făcut conversiunea valorilor cu ajutorul STAS-ului 5730—66 pentru obţinerea valorilor parametrului *Ra*).

O influenţă însemnată asupra productivităţii operaţiei este exercitată de forţa de aplicare a benzii şi de viteza de deplasare a acesteia. La mărirea forţei de aplicare se intensifică aşchierea însă se micşorează durabilitatea benzii. Creşterea vitezei de deplasare este însoţită de îmbunătăţirea calităţii suprafeţei.

În continuare colectivul nostru îşi propune să extindă procedeul şi pentru arbori pe porţiunea portrulmenţi şi să determine experimental variaţia durabilităţii fusului de maneton la arbori căliţi şi necăliţi rectificaţi şi supraneteziţi cu procedeul descris.

CZ 621.791.65:669.14.018.8

Cercetări asupra calității îmbinărilor sudate realizate din oțeluri inoxidabile tăiate cu pulberi de fier și oxigen

Ing. Eugen BICSAK — Institutul politehnic – Cluj

Prof. ing. Alexandru DOMȘA — Institutul politehnic – Cluj

În domeniul construcțiilor sudate din oțeluri inoxidabile, una dintre problemele dificile este debitarea materialului și prelucrarea rostului. În industrie, la tăierea și prelucrarea marginilor tablelor de oțel inoxidabil se folosesc mai multe metode, dintre care cele mai utilizate sînt: prelucrarea mecanică, tăierea cu jet de plasmă, tăierea cu pulbere de fier și oxigen etc.

Metoda cea mai corespunzătoare din punct de vedere calitativ este tăierea și prelucrarea prin așchiere mecanică a oțelurilor inoxidabile, deoarece nu influențează proprietățile metalului de bază. Însă prelucrarea mecanică, cu excepția tăierii prin forfecare și ștanțare, se caracterizează prin productivitate scăzută și preț de cost ridicat.

Tăierea cu jet de plasmă este avantajoasă din punctul de vedere al productivității, nu schimbă esențial compoziția chimică a marginilor, însă se produc modificări structurale și este limitată grosimea materialului de prelucrat.

Tăierea oțelurilor inoxidabile cu ajutorul pulberilor de fier și oxigen este o metodă productivă, care se poate aplica la toate grosimile de material, însă procesul termochimic de ardere din secțiunea de tăiere influențează asupra compoziției chimice și structurii marginilor tăiate. [1], [2].

În lucrarea de față sînt prezentate rezultatele cercetărilor efectuate asupra modificării proprietăților oțelurilor inoxidabile de tipul 18 — 8 (tabela 1), în urma tăierii cu pulbere de fier și oxigen, precum și modul în care aceste materiale tăiate pot fi utilizate în vederea realizării de îmbinări sudate corespunzătoare.

Suprafața secțiunii de tăiere cu pulbere de fier și oxigen este netedă, lipsită de neregularitățile cunoscute de la tăierea cu oxigen a oțelurilor carbon, de obicei acoperită cu un strat subțire de zgură, care se poate îndepărta complet numai prin lovire. În figura 1 se arată aspectul suprafețelor tăiate cu pulbere de fier și oxigen, ale unor table de oțel inoxidabil de diferite grosimi, după îndepărtarea stratului de zgură.

Din analiza chimică a marginii tablelor de oțeluri inoxidabile tăiate cu pulbere de fier și oxigen, rezultă micșorarea conținutului elementelor de aliere. În figura 2 este prezentată variația conținutului de crom și nichel în funcție de distanța de la marginea tăiată. Se constată variația mai pronunțată a conținutului de crom față de nichel, iar în partea superioară a secțiunii de tăiere conținutul de elemente de aliere scade în măsură mai mare față de partea inferioară. Micșorarea procentuală a elementelor de aliere și adîncimea zonei influențate chimic au fost găsite aproximativ aceleași pentru toate grosimile cercetate.

Tabela 1

Tipul oțelului inoxidabil	%C	%Si	%Mn	%Cr	%Ni	Alte elemente
Nestabilizat	0,09	0,11	1,1	19	10,4	—
Stabilizat	0,08	0,23	1,21	19,7	9,5	Ti= 0,7%

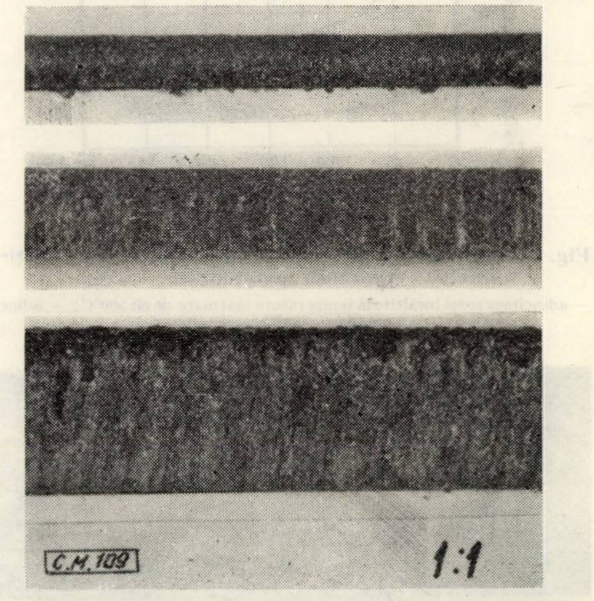


Fig. 1. Suprafața secțiunii tablelor de oțel inoxidabil tăiate cu pulbere de fier și oxigen (1 :1).

Deși în urma efectului termic al procesului de tăiere marginile tablelor se încălzesc puternic, din cauza conductibilității termice scăzute a oțelurilor inoxidabile, lățimea zonei influențate termic este mai îngustă comparativ cu tăierea cu oxigen a oțelurilor carbon. Din figura 3 rezultă că adîncimea zonei încălzite la tem-

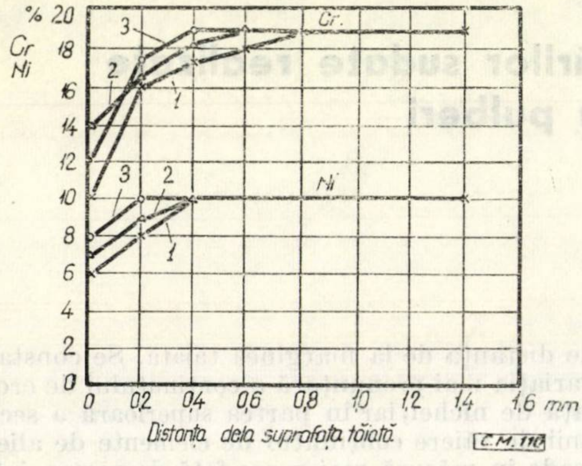


Fig. 2. Variaţia conţinutului de crom şi nichel în funcţie de distanţa de la marginea tăiată cu pulbere de fier şi oxigen :

1 – în partea superioară ; *2* – în mijloc ; *3* – în partea inferioară a secţiunii tăiate.

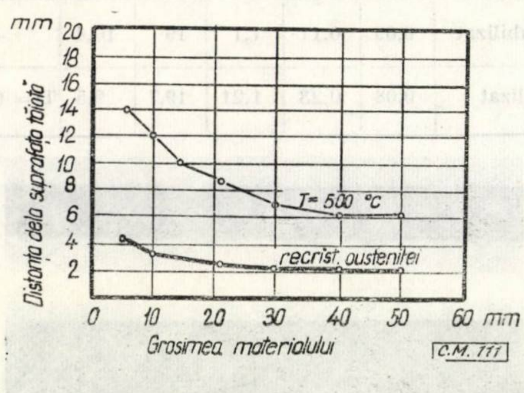


Fig. 3. Adîncimea zonei influenţate termic în funcţie de grosimea materialului :

– adîncimea zonei încălzite la temperatura mai mare de cît 500°C ; – adîncimea zonei de austenită recristalizată.

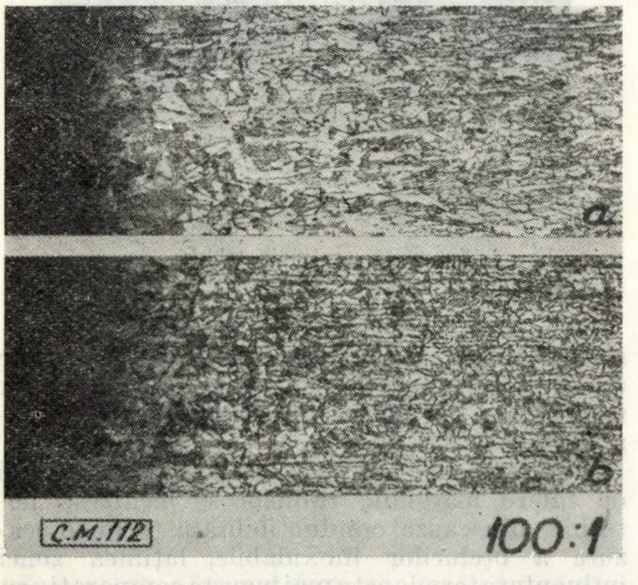


Fig. 4. Microstructura zonei influenţate termic la tăierea cu pulberi de fier şi oxigen a oţelurilor inoxidabile stabilizate (*a*) şi nestabilizate (*b*) ; atac cu 75 % HCl+25 % HNO_3(100 :1).

peraturi de peste 500°C scade în funcţie de grosimea tablelor inoxidabile.

Indiferent de grosimea materialului tăiat, structura metalografică a zonei influenţate termic se menţine austenitică (figura 4). Structura iniţială austenitică, ecruisată de la procesul de laminare, suferă o recristalizare completă. În locul grăunţilor austenitici alungiţi din metalul de bază, în zona influenţată termic apar grăunţi echiaxiali, cu granulaţia crescîndă spre marginile tăiate. Adîncimea zonei de recristalizare a austenitei scade în funcţie de grosimea materialului (fig. 3). În cazul tăierii oţelurilor inoxidabile nestabilizate, are loc separarea intercristalină a carburilor de crom, în zona de trecere a grăunţilor austenitici recristalizaţi şi structura neînfluenţată.

Duritatea marginilor tăiate este totdeauna mai mică faţă de duritatea iniţială neinfluenţată de procesul de tăiere (fig. 5). Micşorarea durităţii se datoreşte probabil recristalizării structurii austenitice, iniţial ecruisate, a tablelor deformate plastic. În cazul tăierii oţelurilor inoxidabile nestabilizate, are loc creşterea durităţii în zona influenţată termic, probabil în urma separării carburilor de crom.

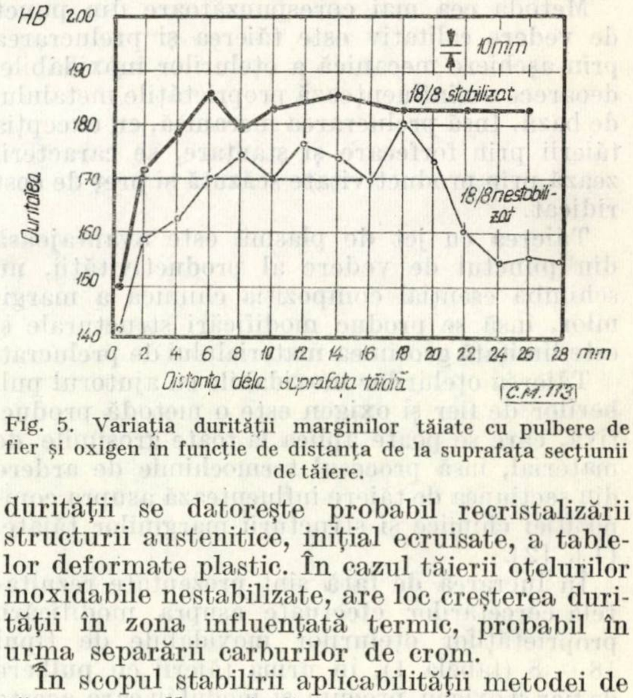


Fig. 5. Variaţia durităţii marginilor tăiate cu pulbere de fier şi oxigen în funcţie de distanţa de la suprafaţa secţiunii de tăiere.

În scopul stabilirii aplicabilităţii metodei de tăiere cu pulbere de fier şi oxigen în tehnologia de pregătire a materialelor inoxidabile, au fost efectuate cercetări comparative privind cali-

Tabela 2

Grosimea materialului, mm	Presiunea oxigenului kgf/cm²	Debitul			Viteza de tăiere, mm/min
		acetilenă l/min	oxigen m³/min	pulbere g/min	
5	4	6,4	0,15	120	320
10	5	9,1	0,21	120	300
14	5	12,1	0,24	150	280
22	5	14,0	0,30	150	260

Tabela 3

Grosimea materialului, mm	Forma rostului	Diametrul electrodului, mm	Intensitatea curentului de sudare, A,	Numărul de rînduri	Viteza de sudare, mm/min	Felul curentului
5	I	3,25	100	1	120	c.c.+
10	Y	4	120	2	100	c.c.+
14	V	4	120	4	100	c.c.+
22	X	4	120	10	100	c.c+

tatea îmbinărilor sudate realizate din table de oţel inoxidabil, tăiate cu pulbere de fier şi oxigen, cu sau fără prelucrarea mecanică a rostului între operaţia de tăiere şi sudare. Rezultatele obţinute au fost comparate cu proprietăţile îmbinărilor sudate obţinute din table de acelaşi material, tăiate şi prelucrate numai prin aşchiere mecanică. Cercetările au fost conduse pe îmbinări sudate la care s-au aplicat următoarele patru variante tehnologice de prelucrare a rostului :

I. După tăierea cu pulbere de fier şi oxigen a tablelor de oţel inoxidabil, stratul de zgură rămas pe suprafaţa rosturilor a fost îndepărtat prin ciocănire, iar tablele astfel pregătite au fost sudate.

II. Suprafeţele rostului obţinut prin tăiere cu pulberi de fier şi oxigen au fost curăţate cu polizor de mînă, îndepărtînd astfel din metalul de bază un strat de 0,2 — 0,5 mm grosime. După polizare, tablele au fost sudate.

III. Tăierea cu pulberi de fier şi oxigen a fost urmată de prelucrarea prin frezare a rostului, îndepărtînd un strat de 2 — 3 mm, după care tablele au fost sudate.

IV. Tăierea şi prelucrarea rostului înainte de sudare au fost realizate numai prin aşchiere mecanică.

Pentru analize au fost realizate îmbinări sudate din table de oţel inoxidabil stabilizate şi nestabilizate, avînd următoarele grosimi : 5, 10, 14 şi 22 mm. Tăierea şi prelucrarea rostului pentru primele trei variante de pregătire au fost realizate utilizînd un aparat de tăiere tip I.P.C. şi pulbere de fier tip FREM, elaborată în staţia pilot de la Industria sîrmei din Cîmpia Turzii. Parametrii de tăiere utilizaţi sînt redaţi în tabela 2. Sudarea tablelor de oţel inoxidabil a fost executată cu arc electric manual, utilizînd electrozi înveliţi tip Böhler FOX SAS 2. În tabela 3 sînt prezentate datele în legătură cu forma rostului şi parametri de sudare. Din îmbinările sudate astfel realizate au fost tăiate epruvete pentru analiza chimică, analiza metalografică şi determinarea caracteristicilor mecanice.

Prin analiza chimică a fost urmărită variaţia conţinutului de crom şi nichel în direcţia perpendiculară pe cusătură (fig. 6). În cazul sudării oţelurilor inoxidabile tăiate cu pulbere de fier şi polizate sau prelucrate prin aşchiere mecanică, nu se poate identifica variaţia esenţială a conţinutului de elemente de aliere. Numai la îmbinările sudate realizate din table tăiate cu pulbere de fier şi oxigen, fără prelucrarea mecanică a rostului, se înregistrează scăderea conţinutului de crom şi nichel în zona de trecere între cusătură şi metalul de bază. În toate cazurile se poate constata că în timpul sudării a avut loc difuzia elementelor de aliere, prin care în mare măsură s-au compensat cantităţile de elemente de aliere arse din apropierea marginilor tăiate.

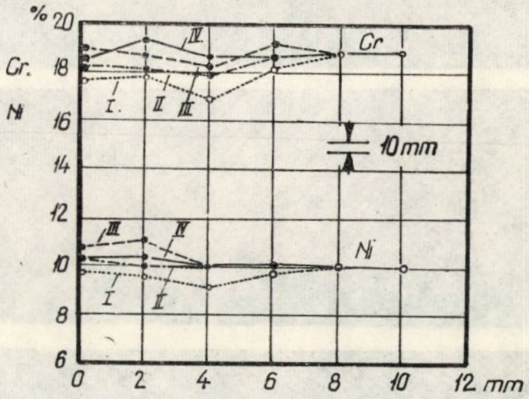


Fig. 6. Modificarea compoziţiei chimice a îmbinărilor sudate realizate din oţel inoxidabil în funcţie de distanţa de la mijlocul cusăturii (I, II, III, IV —-variantele de prelucrare a rostului).

Analiza metalografică a îmbinărilor sudate a permis identificarea modificărilor structurale produse de procesul de sudare. Din punct de vedere macroscopic nu s-a găsit nici o diferenţă între îmbinările sudate realizate din oţeluri inoxidabile tăiate cu pulbere sau prelucrate mecanic. În toate cazurile, adîncimea de pătrundere a sudării şi forma cusăturii erau aceleaşi. Analiza microscopică a pus în evidenţă o structură austenitică atît în cusătură cît şi în zona influenţată termic pentru toate cazurile de prelucrare a rostului (fig. 7). Structura austenitică a cusăturii este de turnare, cu tendinţe de formare a dendritelor. Austenita din zona influenţată termic este recristalizată, alcătuită din grăunţi echiaxiali, cu granulaţia mai grosolană în apropierea cusăturii, faţă de structura iniţială unde grăunţii de austenită sînt alungiţi şi ecruisaţi în urma procesului de laminare. În cazul îmbinărilor sudate realizate din table de oţel inoxidabil tăiate cu pulberi şi fără prelucrarea mecanică a rostului, în zona de trecere între cusătură şi metalul de bază apar incluziuni de zgură şi oxizi. La oţelurile inoxidabile nestabilizate, în zona influenţată ter-

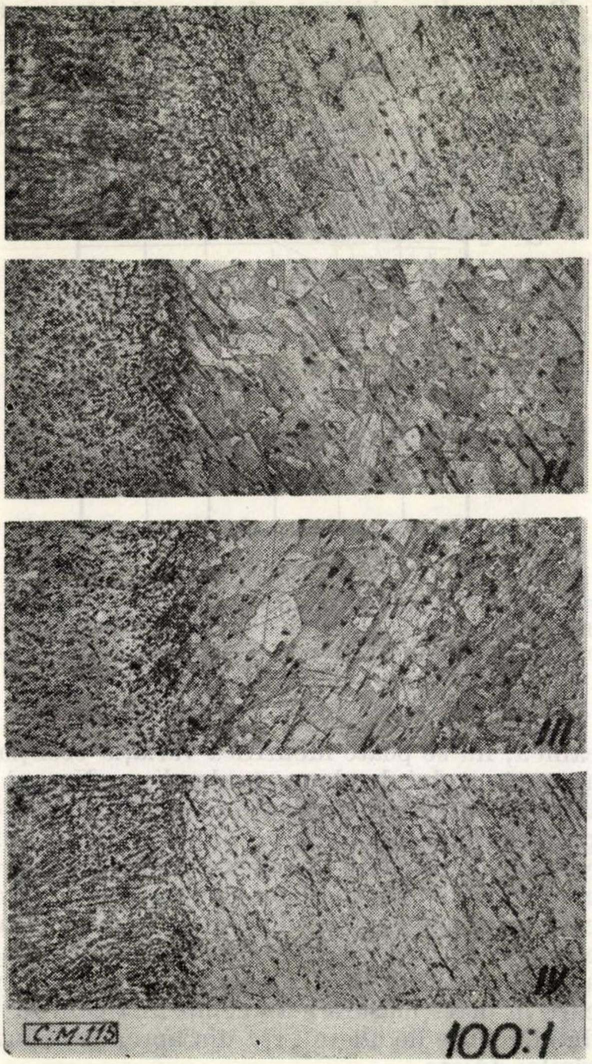


Fig. 7. Structura îmbinărilor sudate realizate prin cele patru variante de pregătire a rostului ; atac cu 75 % HCl + 25 % HNO_3 (100 : 1).

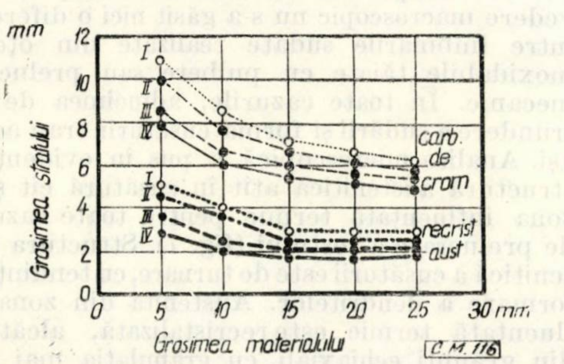


Fig. 8. Adîncimea zonei de recristalizare a austenitei și a separării carburilor de crom în funcție de grosimea materialului pentru cele patru variante de pregătire a rostului.

mic se pune în evidență separarea intercristalină a carburilor de crom. La diferite variante de prelucrare a rostului, structura zonei influențate termic este aceeași, modificînd numai adîncimea la care au loc recristalizarea austenitei ecruisate și separarea carburilor de crom (fig. 8). Deoarece efectul termic la sudare este mai redus ca la tăiere, zona influențată termic este mai îngustă. Cu creșterea grosimii stratului îndepărtat prin prelucrarea mecanică adîncimea zonei de recristalizare a austenitei și de separare a carburilor scade.

Variația durității îmbinărilor sudate este redată în figura 9. În toate cazurile se constată

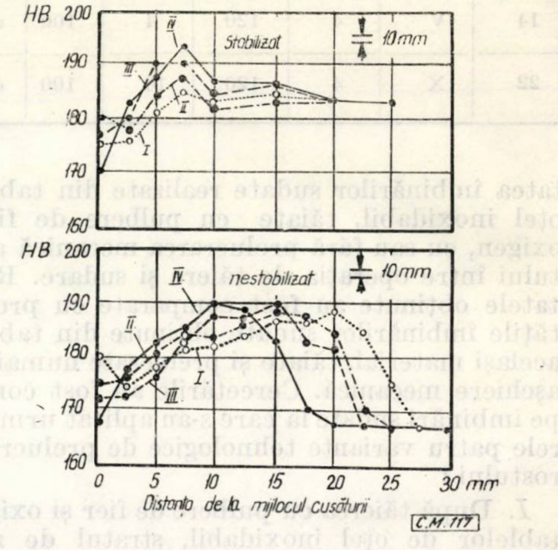


Fig. 9. Variația durității în funcție de distanța de la mijlocul cusăturii (I, II, III, IV — variantele de prelucrare a rostului).

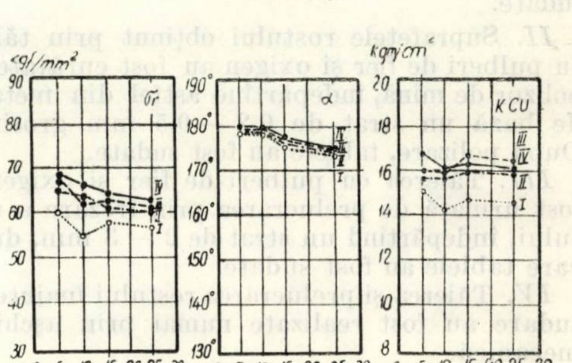


Fig. 10. Variația rezistenței de rupere, a unghiului de îndoire și a rezilienței în funcție de grosimea materialului tăiat, pentru cele patru variante de prelucrare a rostului.

creșterea durității cusăturii și a zonei de trecere între cusătură și metalul de bază. La oțelurile stabilizate, duritatea cusăturii crește relativ uniform, cu aproximativ 10 unități Brinell. Cu cît din marginea tablelor tăiate cu pulbere au fost îndepărtate straturi mai subțiri în urma polizării sau a prelucrării mecanice, duritatea cusăturii și a zonei de trecere scade, iar lățimea zonei durificate crește. La oțeluri nestabilizate, sudate numai după prelucrarea mecanică a rostului, are loc durificarea mai intensă a zonei de trecere, probabil datorită separării carburilor de crom. La îmbinările sudate realizate din oţeluri inoxidabile tăiate cu pulbere, zona durificată este mai lată. La aceste oţeluri duritatea zonei influenţate termic este cu 20 de unităţi Brinell mai mare faţă de cusătură şi cu 30 de unităţi faţă de duritatea metalului de bază. Încercarea mecanică a îmbinărilor sudate a cuprins determinarea rezistenţei de rupere, a unghiului de îndoire la care apare prima crăpătură şi a valorii rezilienţei (fig. 10). Din aceste analize a rezultat că îmbinările sudate obţinute din oţeluri inoxidabile tăiate cu pulbere şi oxigen şi neprelucrate prin aşchiere mecanică prezintă rezistenţa la rupere şi rezilienţele cele mai scăzute. Unghiul de îndoire nu a fost influenţat de metoda de prelucrare a rostului.

Concluzii. Deşi prin tăierea oţelurilor inoxidabile cu pulberi de fier şi oxigen au loc modificări în proprietăţile marginilor materialului, metoda poate fi utilizată pentru prelucrarea rostului. În scopul realizării de îmbinări sudate de calitate este suficientă polizarea suprafeţei rostului tăiat cu pulbere, îndepărtînd un strat de 0,2 — 0,5 mm grosime. Prin sudarea cu electrozi inoxidabili a tablelor astfel prelucrate, micşorarea conţinutului de elemente de aliere se compensează, iar structura metalografică nu suferă modificări suplimentare. Rezistenţa mecanică a acestor îmbinări sudate este apropiată de cea obţinută la tablele prelucrate numai prin aşchiere mecanică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spector, O. S.* Isledovania vliania chislorodnoi-fliusovoi reschi na sostav, structur i svoistva metalla vblizi poverhnostii reza. Trudî VNIIAVTOGENA, vol. **VIII**, 1962, Moscova, Maşghiz, p. 72—84.

[2] *Domşa, A., Bicsak, E.* Asupra tăierii unor oţeluri bogat aliate cu ajutorul pulberilor de fier tip Frem. În : Metalurgia, nr. 3, 1964, p. 110—113.

CZ 621.86/.87.001.24

Parametri calculabili ai instalaţiilor de ridicat şi transportat cu tobe şi cabluri

Ing. Şerban BOBANCU — Institutul politehnic – Braşov

O mare parte a instalaţiilor de ridicat utilizează palane cu tobe canelate duble (fig. 1). La proiectarea tobelor canelate duble, lungimea inactivă (necanelată) fie se adoptă după construcţii similare existente, fie se calculează cu relaţii emprice. Una dintre aceste relaţii este [1] :

$$2\left(b-\frac{h}{10}\right)\leqslant 2u<2\left(b+\frac{h}{10}\right),$$

în care :

$2b$ este distanţa dintre planele mediane ale rolelor extreme ale muflei mobile;
h — distanţa minimă dintre axul muflei şi axul tobei ;
$2u$ — lungimea inactivă (necanelată) a tobei canelate duble.

Acest mod de calcul conduce uneori la dimensiuni neeconomice ale tobei sau la o funcţionare defectuoasă a instalaţiei de ridicat.

Mai jos se expune o metodă exactă de calcul a lungimii inactive a tobei, bazată pe abaterile unghiulare admisibile ale cablului pe corpurile de înfăşurare.

În figura 2 este reprezentată o rolă a muflei în care s-au făcut notaţiile :

α_3 — unghiul făcut de cablu cu un plan perpendicular pe axul rolei ;
β — semiunghiul canalului rolei ;
k — adîncimea canalului rolei ;

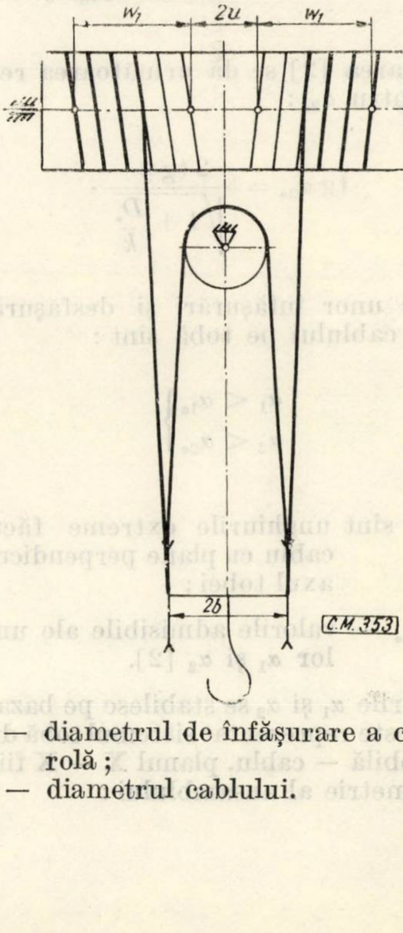


Fig. 1

D_r — diametrul de înfăşurare a cablului pe rolă ;
d — diametrul cablului.

Condiţia unor treceri normale ale cablului peste role este :

$$\alpha_3 \leqslant \alpha_{3a}, \tag{1}$$

unde α_{3a} este valoarea admisibilă a unghiului α_3.

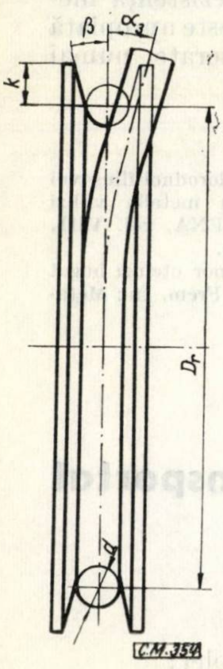


Fig. 2

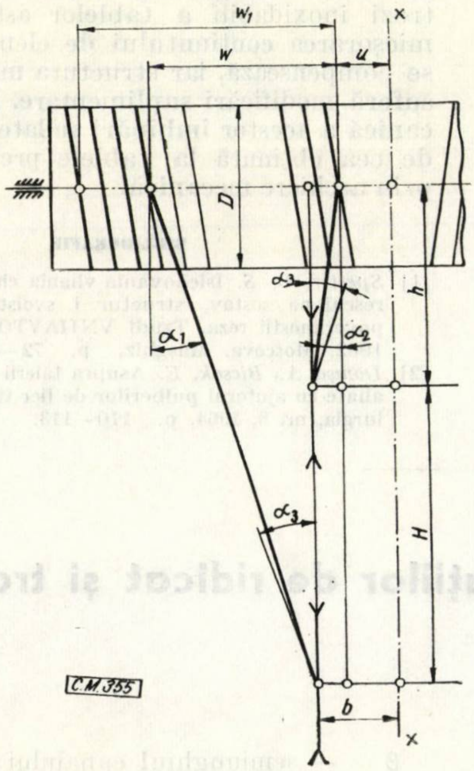


Fig. 3

În lucrarea [2] se dă următoarea relaţie de calcul pentru α_{3a} :

$$\operatorname{tg} \alpha_{3a} = \frac{2 \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \frac{D_r}{k}}}.$$

Condiţiile unor înfăşurări şi desfăşurări corecte ale cablului pe tobă sînt :

$$\left.\begin{aligned} \alpha_1 &< \alpha_{1a} \\ \alpha_2 &< \alpha_{2a} \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

în care :

α_1 şi α_2 sînt unghiurile extreme făcute de cablu cu plane perpendiculare pe axul tobei ;

α_{1a} şi α_{2a} — valorile admisibile ale unghiurilor α_1 şi α_2 [2].

Unghiurile α_1 şi α_2 se stabilesc pe baza figurii 3 în care este reprezentat sistemul tobă dublă — muflă mobilă — cablu, planul X — X fiind planul de simetrie al ansamblului :

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_1 &= \frac{w + u - b}{H + h} < \operatorname{tg} \alpha_{1a} \\ \operatorname{tg} \alpha_2 &= \frac{b - u}{h} < \operatorname{tg} \alpha_{2a} \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

unde :

$w = zs$ este lungimea activă canelată a unei jumătăţi de tobă ;

s — pasul canelurilor ;

$z = \frac{Hi}{\pi D}$ — numărul de spire active ale unei jumătăţi de tobă ;

H — înălţimea de ridicat ;

i — raportul de transmitere al palanului ;

D — diametrul de înfăşurare a cablului pe tobă.

Rezultă :

$$w = \frac{H i s}{\pi D}; \tag{4}$$

iar :

$w = (z + z_0)s$ este lungimea totală canelată a unei jumătăţi de tobă ;

z_0 — numărul de spire de rezervă pentru o prindere a cablului pe tobă (se recomandă $z_0 \geqslant 2$).

Din relaţiile (3) se obţine :

$$\left.\begin{aligned} u &< b - w + (H + h) \operatorname{tg} \alpha_{1a} \\ u &> b - h \operatorname{tg} \alpha_{2a} \end{aligned}\right\}. \tag{5}$$

Înlocuind pe (4) în (5), parametrul lungime inactivă a tobei canelate duble $2u$ rezultă :

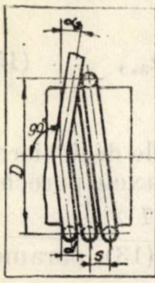
$$2(b - h \operatorname{tg} \alpha_{2a}) < 2u < 2\left[\mathrm{b} - \frac{H i s}{\pi D} + (H + h) \operatorname{tg}\alpha_{1a}\right]. \tag{6}$$

Valorile recomandate de lucrarea [1] pentru $\operatorname{tg}\alpha_{1a}$ şi $\operatorname{tg}\alpha_{2a}$ sînt date în tabelele 1 şi 2, ca fiind funcţie de D/d şi s/d, respectiv D/d.

Limitînd abaterile unghiulare ale cablului pe corpurile de înfăşurare — condiţiile (1) şi (2) — la tipul de mecanism de ridicat din figura 4 (*1* tobă ; *2* — rolă de deviere primară ; *3* — rolă de deviere secundară), des întîlnit la automacarale, instalaţii de la sonde, macarale şi căi ferate, macarale pentru nave, macarale Derrick şi în general la instalaţii de ridicat rotitoare şi oscilante, se poate determina precis dimensiunea de montaj a tobei faţă de rola primară de deviere şi distanţa minimă dintre axul tobei şi axul rolei primare de deviere. Diametrul rolei primare de deviere se alege astfel încît :

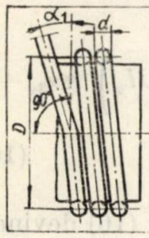
$$\alpha_3 \geqslant \alpha_{1a}.$$

Tabela 1



D/d \ S/d	Raportul dintre pasul canelurilor şi diametrul cablului								
	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20	1,22
16	0,028	0,037	0,045	0,053	0,060	0,068	0,077	0,085	0,094
18	0,027	0,036	0,043	0,050	0,058	0,065	0,073	0,079	0,087
20	0,026	0,034	0,042	0,049	0,056	0,063	0,069	0,077	0,085
22	0,026	0,034	0,041	0,048	0,055	0,062	0,068	0,076	0,082
25	0,026	0,033	0,039	0,046	0,053	0,058	0,066	0,072	0,077
30	0,026	0,032	0,037	0,043	0,049	0,055	0,061	0,067	0,073
35	0,025	0,031	0,036	0,041	0,046	0,052	0,058	0,063	0,068

Tabela 2



Raportul dintre diametrul de înfăşurare şi diam. cablului									
16	18	20	22	25	30	35	40	45	50
0,100	0,094	0,092	0,090	0,084	0,076	0,069	0,064	0,060	0,058

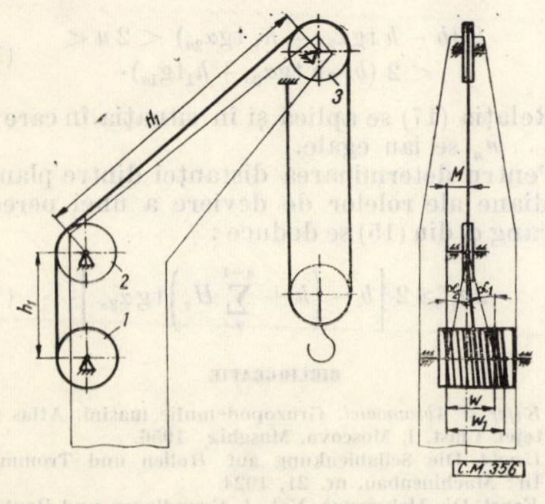


Fig. 4

Din figura 4 şi ţinînd seamă de condiţiile (2) se obţine:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{tg}\,\alpha_1 &= \frac{w-M}{h_1} < \mathrm{tg}\,\alpha_{1a} \\ \mathrm{tg}\,\alpha_2 &= \frac{M}{h_1} < \mathrm{tg}\,\alpha_{2a} \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

unde:

M este dimensiunea de montaj a tobei faţă de rola de deviere primară; ea este egală cu distanţa dintre planul perpendicular pe axul tobei, plan ce trece prin punctul de tangenţă a cablului cu toba complet înfăşurată, şi planul median al rolei primare de deviere;

h_1 — distanţa minimă dintre axul tobei şi axul rolei de deviere primară.

Din (7) rezultă:

$$\begin{aligned} M &> w - h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{1a} \\ M &< h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{2a} \end{aligned} \quad (8)$$

adică:

$$w - h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{1a} < M < h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{2a} \quad (9)$$

şi:

$$w - h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{1a} < h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{2a}. \quad (10)$$

Dacă se consideră valoarea medie aritmetică a extremităţilor intervalului din relaţia (9) şi apoi se înlocuieşte w din (4) în (9) şi (10), rezultă parametrii M şi h_1 astfel:

$$M = \frac{His}{2\pi D} - h_1\frac{\mathrm{tg}_{1a} - \mathrm{tg}\,\alpha_{2a}}{2}, \quad (11)$$

$$h_1 > \frac{His}{\pi D} \cdot \frac{1}{\mathrm{tg}\,\alpha_{1a} + \mathrm{tg}\,\alpha_{2a}}. \quad (12)$$

Acest mod de calcul al parametrului h — relaţia (12) — este aplicabil identic şi la mecanisme de ridicat cu tobă canelată dublă şi cu una sau mai multe perechi de role de deviere (fig. 5 şi 6). Pentru determinarea lungimii inactive a tobei canelate duble în acest caz se foloseşte (6), cu particularizarea că b devine b_1, h devine h_1, iar $H = 0$:

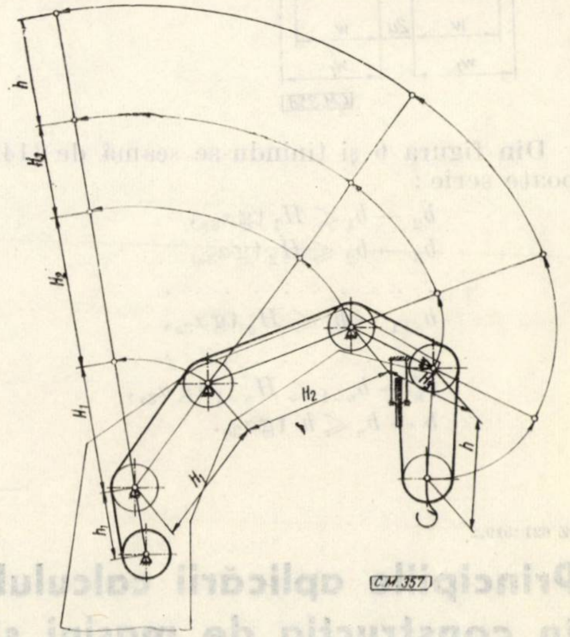


Fig. 5

$$2(b_1 - h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{2a}) < 2u < 2(b_1 + h_1\,\mathrm{tg}\,\alpha_{1a}). \quad (13)$$

Mărimea $2b_1$ — distanţa minimă dintre planele mediane ale perechii de role de deviere de rang 1 — se determină plecînd de la o instalaţie de ridicat cu patru perechi de role de deviere de dimensiuni egale. Se generalizează desfăşurata figurii 5 pe figura 6.

Condiţia (1) este în acest caz:

$$\operatorname{tg}\alpha_3 = \frac{b_2 - b_1}{H_1} \leqslant \operatorname{tg}\alpha_{3a}. \qquad (14)$$

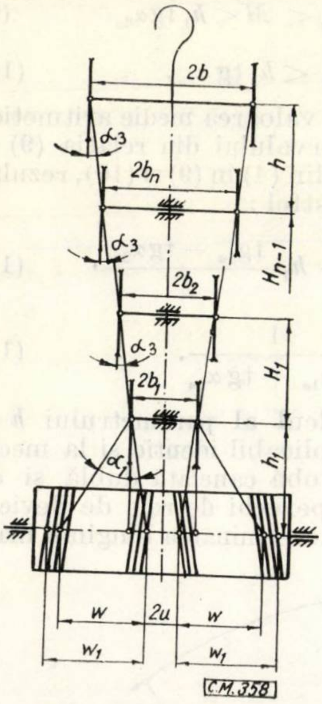


Fig. 6

Din figura 6 şi ţinîndu-se seamă de (14) se poate scrie:

$$b_2 - b_1 \leqslant H_1 \operatorname{tg}\alpha_{3a},$$
$$b_3 - b_2 \leqslant H_2 \operatorname{tg}\alpha_{3a},$$
$$\dots\dots\dots\dots$$
$$b_{q+1} - b_q \leqslant H_q \operatorname{tg}\alpha_{3a},$$
$$\dots\dots\dots\dots$$
$$b_n - b_{n-1} \leqslant H_{n-1} \operatorname{tg}\alpha_{3a},$$
$$b - b_n \leqslant h \operatorname{tg}\alpha_{3a}.$$

Făcîndu-se însumarea şirului de relaţii, se obţine:

$$b - b_1 \leqslant \left(h + \sum_1^{n-1} H_q\right) \operatorname{tg}\alpha_{3a}, \qquad (15)$$

în care:

n este numărul perechilor de role de deviere;
H_q — distanţa minimă dintre axele perechilor de role de rang q şi $q + 1$.

După înlocuirea relaţiei (15) în (13), parametrul $2u$ rezultă:

$$2\left[b - \left(h + \sum_1^{n-1} H_q\right) \operatorname{tg}\alpha_{3a} - h_1 \operatorname{tg}\alpha_{2a}\right] < 2u < 2\left[b - \left(h + \sum_1^{n-1} H_q\right) \operatorname{tg}\alpha_{3a} + h_1 \operatorname{tg}\alpha_{1a}\right]. \qquad (16)$$

Pentru $n = 1$, $\sum_1^{n-1} H_q$ este 0, iar (16) devine:

$$2\,(b - h \operatorname{tg}\alpha_{3a} + h_1 \operatorname{tg}\alpha_{2a}) < 2u < 2\,(b - h \operatorname{tg}\alpha_{3a} + h_1 \operatorname{tg}_{1a}). \qquad (17)$$

Relaţia (17) se aplică şi în situaţia în care b_1, $b_2 \dots n_n$ se iau egale.

Pentru determinarea distanţei dintre planele mediane ale rolelor de deviere a unei perechi de rang q, din (15) se deduce:

$$2b_q \geqslant 2\left[b - \left(h + \sum_q^{n-1} H_q\right) \operatorname{tg}\alpha_{3a}\right]. \qquad (18)$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kifer* şi *Abramovici*. Gruzopodemniie maşinî. Atlas certejei. Ciast. I. Moscova, Maşghiz, 1956.
[2] *Unold*. Die Seilablenkung auf Rollen und Trommeln. În: Machinenbau, nr. 21, 1924.
[3] *Ernst*. Die Hebezeuge. Vol. I. Grundlagen und Bauteile. Braunschweig, Vieweg, 1958.

CZ 621:519.2

Principiile aplicării calculului abaterilor funcţiilor în construcţia de maşini şi aparate

Ing. Sergiu T. CHIRIACESCU – Institutul politehnic – Braşov
Ing. Ion POPESCU – Institutul politehnic – Braşov
Ing. Nicolae—Valentin IVAN – Institutul politehnic – Braşov

După cum este cunoscut, dacă x este o mărime oarecare atunci abaterile sale sînt definite prin relaţiile:

$$a_{sup} = a_s = x_{max} - x_0;\; a_{inf} = a_i = x_{min} - x_0, \qquad (1)$$

unde x_{max}, x_{min} reprezintă valoarea maximă, respectiv minimă, iar x_0 valoarea de referinţă a mărimii x.

Dacă mărimea x este independentă [4], atunci x_0, a_s, a_i şi toleranţa:

$$T = x_{max} - x_{min} = a_s - a_i \qquad (2)$$

se stabilesc ţinînd seama de considerente funcţionale şi de economicitatea realizării practice a mărimii.

Trebuie subliniat că valorile x_0, a_s, a_i şi T sînt elemente de proiectare, care-şi au deci sensul de mai sus numai în faza premergătoare realizării practice a mărimii x.

În construcţia de maşini şi aparate apar numeroase cazuri de interdependenţă dintre diverse mărimi. Astfel, de exemplu, la măsurarea filetelor prin metoda celor trei sîrme (fig. 1) dimensiunea $M \equiv y$ depinde de trei mărimi [4]:

$$M \equiv y = d_2 + \delta\left(1 + \operatorname{cosec}\frac{\alpha}{2}\right) - \frac{p}{2}\operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} = \\ = y(d_2,\ \delta,\ o). \qquad (3)$$

Uneori deşi proiectarea, în baza unor considerente funcţionale, stabileşte anumite cote de prelucrare, tehnologia impune schimbarea acestor cote sau chiar sistemul de cotare însuşi. Un exemplu tipic în acest sens îl constituie cazul din figura 2. Aici, deşi s-a prevăzut prelucrarea celor trei alezaje în sistemul de coordonate polar, totuşi, ca urmare a lipsei unei mese divizoare, prelucrarea trebuie să se facă în sistemul de coordonate rectangular. Din acest motiv trebuie calculate cotele :

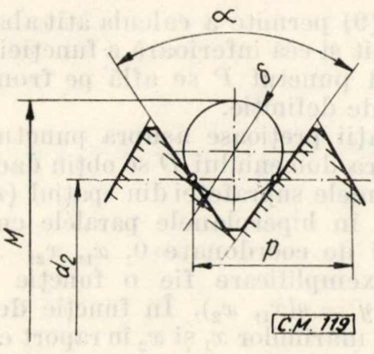


Fig. 1

$$y_1 = R\cos\alpha = y_1\,(R,\ \alpha)\,;$$
$$y_2 = R\sin\alpha = y_2\,(R,\ \alpha). \qquad (4)$$

Generalizarea relaţiilor (3) şi (4) permite a se scrie :

$$y = y\,(x_1\, x_2,\ \ldots,\ x_n), \qquad (5)$$

Ca urmare a dependenţei funcţionale dintre mărimile independente x_j $(j = 1, 2, \ldots, n)$ şi mărimea-funcţie y, stabilirea elementelor caracteristice (valoarea de referinţă, abaterile şi toleranţa) ale mărimii y depinde numai de elementele caracteristice ale mărimilor x_j $(j = 1, 2, \ldots, n)$.

Prezintă deosebit interes practic şi cazul invers, acela al precizării elementelor a_s, a_i şi T ale mărimilor $x_1, x_2, \ldots, x_n$ atunci cînd sînt cunoscute elementele caracteristice pentru mărimea funcţie y.

După cît este cunoscut, nu există decît o tratare, algebrică, a cazului particular în care funcţia (5) este liniară [4]. Ţinînd seama de multitudinea situaţiilor, întîlnite în practică, în care funcţia (5) este neliniară, lucrarea de faţă prezintă o tratare generală a problemei. Rezolvarea care se dă clarifică şi simplifică numeroasele calcule care apar în faza de proiectare a produsului şi a tehnologiei, eliminînd astfel o sursă importantă de erori grosolane.

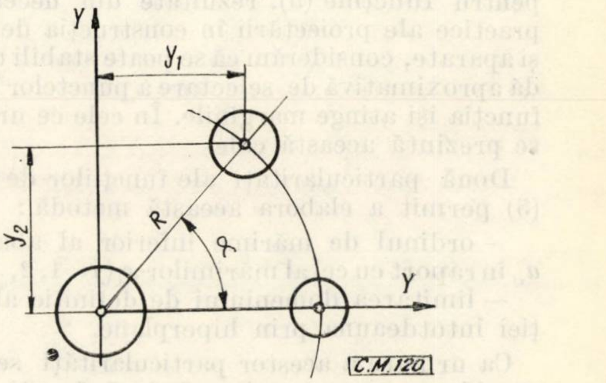


Fig. 2

Metoda analitică de calcul a abaterilor funcţiilor. Problema determinării abaterilor mărimii y, dată de relaţia (5), din punct de vedere matematic se reduce la determinarea marginii superioare (M) şi a celei inferioare (m) pentru o funcţie de mai multe variabile.

Domeniul de definiţie al funcţiei (5) este determinat de mărimile cîmpurilor de toleranţă pentru fiecare din variabilele independente. Ca urmare, acest domeniu poate fi considerat întotdeauna închis.

Dată fiind semnificaţia practică a mărimii y, rezultă că pentru orice x_j $(j = 1, 2, \ldots, n)$ funcţia y este definită şi continuă.

În conformitate cu teorema lui Weierstrass [2], pentru o funcţie definită şi continuă într-un domeniu închis există întotdeauna, în acest domeniu, un punct $P(x_1', x_2', \ldots, x_n')$ în care funcţia îşi atinge marginile. Dacă punctul P se află în interiorul domeniului, în acest punct, determinat de ecuaţiile :

$$\frac{\partial y}{\partial x_j} = 0\ ;\ (j = 1,\ 2, \ldots, n), \qquad (6)$$

funcţia are un extrem (maxim sau minim). Numai în cazuri particulare în acest punct se află şi una din marginile funcţiei. În cazul cînd punctul P, dat de ecuaţiile (6), nu determină una din marginile funcţiei atunci aceasta se află la frontiera domeniului [2]. De aici rezultă că pentru a găsi marginea superioară (inferioară) a funcţiei y se calculează valorile funcţiei în punctele determinate de ecuaţiile (6) şi se compară cu valorile funcţiei în punctele de pe frontiera domeniului. Valoarea cea mai mare a funcţiei va fi *M* iar cea mai mică va fi *m*.

După cum se poate observa, metoda de găsire practică a marginilor funcţiei este foarte anevoioasă datorită greutăţii de selectare a punctului în care funcţia îşi atinge marginea. Totuşi, pentru funcţiile (5), rezultate din necesităţile practice ale proiectării în construcţia de maşini şi aparate, considerăm că se poate stabili o metodă aproximativă de selectare a punctelor în care funcţia îşi atinge marginile. În cele ce urmează se prezintă această cale.

Două particularităţi ale funcţiilor de forma (5) permit a elabora această metodă :

— ordinul de mărime inferior al abaterilor a_{xj} în raport cu cel al mărimilor $x_j\,(j=1,2,\ldots,n)$;

— limitarea domeniului de definiţie al funcţiei întotdeauna prin hiperplane.

Ca urmare a acestor particularităţi se poate considera, aproximativ, că dacă funcţia y îşi atinge marginile pe frontiera domeniului atunci punctul $P(x_1', x_2' \ldots x_3')$ este unul din ,,vîrfurile'' domeniului. Într-adevăr, după cum rezultă din figura 3, în cazul particular al spaţiului cu trei dimensiuni, punctul $P_0 \in \{P_1, P_2, P_3, P_4\}$.

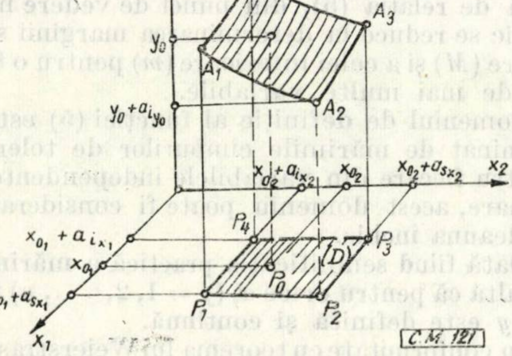


Fig. 3

Date fiind dimensiunile mici ale segmentelor ce limitează domeniul de definiţie *D*, cu o bună aproximaţie se poate considera că marginile funcţiei se află într-unul din punctele mulţimii $\{A_1, A_2, A_3, A_4\}$ (în cazul în care această margine nu este determinată de un punct interior domeniului *D*).

Pentru calcularea marginilor mărimii y (şi deci a abaterilor sale) se dezvoltă funcţia (5) în serie Taylor în jurul punctului de referinţă $P_0(x_{01}, x_{02}, \ldots x_{0n})$. În acest scop, se admite că domeniul *D* este posibil a fi extins la un domeniu *D'* care cuprinde atît punctul P_0 cît şi domeniul *D*.

Această extindere este permisă întotdeauna dacă se are în vedere că oricum ar fi plasate abaterile mărimilor x_j $(j = 1, 2, \ldots n)$ ele se află întotdeauna într-o vecinătate a variabilelor x_j. Se poate scrie deci :

$$y = y\,(x_{01}, x_{02}, \ldots, x_{0n}) + \left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)_{P_0}(x_1-x_{01}) + \\ + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2}\right)_{P_0}(x_2-x_{02}) + \ldots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n}\right)_{P_0}(x_n-x_{0n}) + \\ + 0(x-x_0)^2, \qquad (7)$$

unde prin $0(x - x_0)^2$ s-au notat termenii avînd ordinul de mărime cel puţin egal cu $(x_j - x_{0j})^2$. Dată fiind influenţa mică a acestor termeni în comparaţie cu termenii liniari, şi pentru obţinerea unor formule mai uşor de aplicat, se consideră funcţia (7) ca fiind liniară. Ţinînd seama de ordinul de mărime al abaterilor mărimilor $x_1, x_2 \ldots x_n$ şi y se poate scrie :

$$y - y\,(x_{01}, x_{02}, \ldots, x_{0n}) = a_y\,;\; x_j - x_{0j} = a_{xj}. \qquad (8)$$

În acest caz formula (7) capătă forma :

$$a_y \approx \sum_{j=1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P_0} a_{xj}\,(j = 1, 2, \ldots, n). \qquad (9)$$

Formula (9) permite a calcula atît abaterea superioară cît şi cea inferioară a funcţiei y pentru cazul cînd punctul *P* se află pe frontiera domeniului de definiţie.

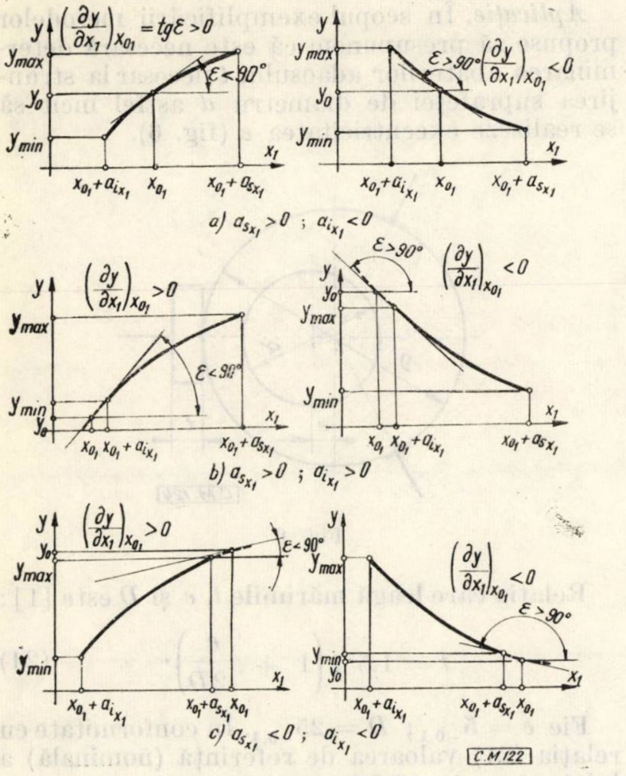
Informaţii preţioase asupra punctului *P* de pe frontiera domeniului *D* se obţin dacă se analizează urmele suprafeţei din spaţiul $(n + 1)$ dimensional în hiperplanele paralele cu cele ale sistemului de coordonate $0, x_1, x_2, \ldots, x_n \cdot y$. Pentru exemplificare fie o funcţie de două variabile $y = y(x_1, x_2)$. În funcţie de poziţiile abaterilor mărimilor x_1 şi x_2 în raport cu valorile lor de referinţă se pot distinge cazurile din figura 4.

După cum se poate observa, semnul pantei tangentei la urma suprafeţei în planul considerat arată care abatere a mărimii x_1 trebuie luată în calcul atunci cînd se determină o anumită abatere a mărimii y. Se ajunge la concluzia că semnul pozitiv al derivatei $\left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)_{P_0}$ (numită şi coeficient de transmitere) arată că la calculul abaterii a_{sy} (a_{iy}) se va lua în considerare a_{sxj} respectiv a_{ixj}, iar semnul minus al derivatei arată că trebuie luată în considerare abaterea a_{ixj}, respectiv a_{sxj}. Generalizînd, formulele pentru calculul abaterilor funcţiei (5) sînt :

$$\left.\begin{aligned} a_{sy} &\approx \sum_{j=1}^{l}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P_0} a_{sxj} - \sum_{j=l+1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P_0} a_{ixj} \\ a_{iy} &\approx \sum_{j+1}^{l}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P_0} a_{ixj} - \sum_{j=l+1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P_0} a_{sxj} \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

Cunoscînd abaterile funcţiei y, relaţiile (10) permit a determina şi toleranţa :

$$T_y = a_{sy} - a_{iy} \approx \sum_{j=1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P_0} a_{sxj} - \sum_{j=1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P_0} a_{ix_j}. \qquad (11)$$


y
$\left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)_{x_{01}} = tg\,\varepsilon > 0$
y_{max}
y_0
y_{min}
$\varepsilon < 90°$
x_1
$x_{01} + a_{ix_1}$
x_{01}
$x_{01} + a_{sx_1}$
$\varepsilon > 90°$
$\left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)_{x_{01}} < 0$
$\left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)_{x_{01}} > 0$
C.M 122

a) $a_{sx_1} > 0$; $a_{ix_1} < 0$

b) $a_{sx_1} > 0$; $a_{ix_1} > 0$

c) $a_{sx_1} < 0$; $a_{ix_1} < 0$

Fig. 4

Un caz particular al funcţiilor (5), dar foarte frecvent în practică, este acela al lanţului de dimensiuni liniare :

$$y = \sum_{j=1}^{l} x_j - \sum_{j=l+1}^{n} x_j. \tag{12}$$

După cum lesne se poate observa, în acest caz relaţiile (10) şi (11) sînt riguros exacte obţinîndu-se cunoscutele formule din literatura tehnică de specialitate [4] etc.

$$\left.\begin{aligned} a_{sy} &= \sum_{j=1}^{l} a_{sxj} - \sum_{j=l+1}^{n} a_{ixj} \\ a_{iy} &= \sum_{j=1}^{l} a_{ixj} - \sum_{j=l+1}^{n} a_{ixj} \end{aligned}\right\} \tag{10'}$$

$$T_y = \sum_{j=1}^{n} T_{xj}. \tag{11'}$$

Metoda probabilistică de calcul a abaterilor funcţiilor. Aplicarea calculului probabilităţilor în faza de proiectare nu are o justificare riguroasă. Într-adevăr, calculul probabilităţilor operînd cu valori care se obţin în urma unui experiment necesită cunoaşterea unor elemente de bază şi anume :

— legile de distribuţie ale fiecăreia din mărimile x_j ($j = 1, 2, \ldots n$) ;

— ponderea influenţei erorilor sistematice de prelucrare (şi de măsurare), precizarea coeficienţilor relativi de asimetrie.

Este clar că atît timp cît în faza de proiectare condiţiile în care se va executa prelucrarea nu sînt univoc determinate şi complet cunoscute, aplicarea metodelor teoriei probabilităţilor nu poate furniza rezultate definitive, aşa cum se întîmplă în teoria erorilor. Cu toate acestea, admiţînd unele ipoteze simplificatoare, se pot trage unele concluzii importante mai ales prin aspectul lor calitativ.

În acest sens se consideră că :

— realizarea mărimilor x_j ($j = 1,2, \ldots n$) constituie evenimente echiprobabile :

— erorile sistematice care apar în timpul prelucrării (şi măsurării) pot fi separate de cele întîmplătoare.

Ţinînd seama că funcţia (5) poate fi aproximată prin relaţia (7), scrisă pentru $0(x-x_0)^2 = 0$, abaterea medie pătratică a mărimii y se calculează cu relaţia [6] :

$$\sigma(y) =$$

$$= \sqrt{\left[\frac{\partial y}{\partial x_1}\sigma(x_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial y}{\partial x_2}\sigma(x_2)\right]^2 + \ldots + \left[\frac{\partial y}{\partial x_n}\sigma(x_n)\right]^2}. \tag{13}$$

Dacă se notează :

$$\left.\begin{aligned} \lambda_y &= \frac{2\sigma(y)}{\overline{T}_y}\,; & \lambda_{xj} &= \frac{2\sigma(x_j)}{T_{xj}} \\ k_y &= \frac{\lambda_y}{\lambda_N}\,; & k_{xj} &= \frac{\lambda_{xj}}{\lambda_N}\,; \end{aligned}\right. \tag{14}$$

în care :

λ este abaterea medie pătratică relativă pentru o anumită distribuţie a mărimii respective :

λ_N — abaterea medie pătratică pentru legea normală de distribuţie ;

k — coeficientul abaterii medii pătratice relative ; atunci formula (13) devine ;

$$\overline{T}_y = \frac{1}{ky}\sqrt{\sum_{j=1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)^2 k_{xj}^2 T_{xj}^2}. \tag{13'}$$

În cazul unei distribuţii normale: $k_y = k_j = 1$ iar relaţia (13′) se scrie :

$$\overline{T}_y = \sqrt{\sum_{j=1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)^2 T_{xj}^2}. \tag{15}$$

În ipoteza lipsei erorilor sistematice valoarea medie a evenimentului complex y definit de relaţia (5) este [5] :

$$M(y) = \int_{(D)} \varphi(x_1, x_2, \ldots, x_n)\, dx_1\, dx_2 \ldots dx_n. \tag{16}$$

Pentru determinarea densităţii de probabilitate $\varphi(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ se impune funcţiei (5) condiţia de normalizare:

$$\underbrace{\int_{-\infty}^{+\infty}\int_{-\infty}^{+\infty}\cdots\int_{-\infty}^{+\infty}}_{n \text{ ori}} y(x_1, x_2, \ldots, x_n)\, dx_1\, dx_2 \ldots dx_n = A\int_{(D)} dx_1, dx_2 \ldots dx_n = 1. \quad (17)$$

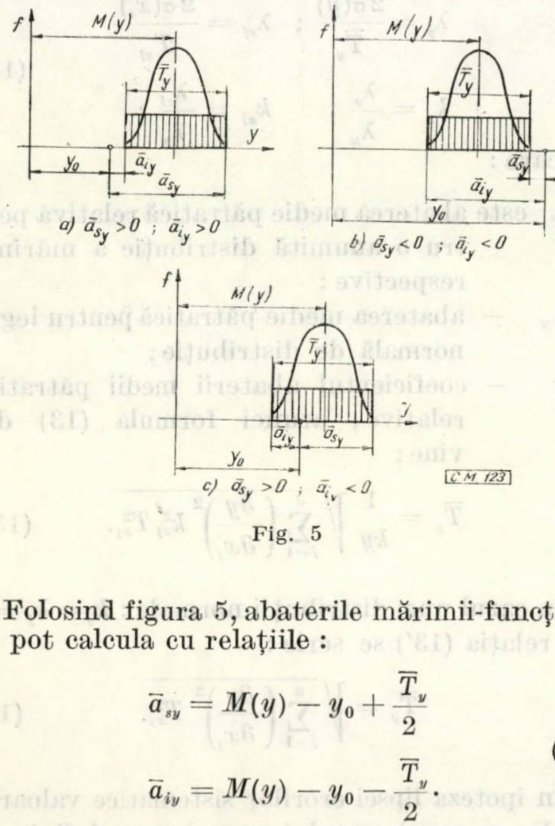
Ţinînd seama de cele spuse relativ la domeniul D, din (17) se obţine:

$$A = \frac{1}{Tx_1\, Tx_2 \ldots T_{xn}} = \frac{1}{\prod\limits_{j=1}^{n} T_{xj}}. \quad (18)$$

Folosind relaţia (18), formula (16) se scrie:

$$M(y) = \frac{1}{\prod\limits_{j=1}^{n} T_{xj}} \int_{(D)} y\,(x_1, x_2 \ldots x_n)\, dx_1\, dx_2 \ldots dx_n. \quad (19)$$

Relaţiile (5), (15) şi (19) permit a calcula mărimile y_0 $\overline{T}_y$ respectiv $M(y)$, care pot fi proprii unuia din cazurile din figura 5.



a) $\bar{a}_{sy} > 0$; $\bar{a}_{iy} > 0$

b) $\bar{a}_{sy} < 0$; $\bar{a}_{iy} < 0$

c) $\bar{a}_{sy} > 0$; $\bar{a}_{iy} < 0$

Fig. 5

Folosind figura 5, abaterile mărimii-funcţie y se pot calcula cu relaţiile:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{sy} &= M(y) - y_0 + \frac{\overline{T}_y}{2} \\ \bar{a}_{iy} &= M(y) - y_0 - \frac{\overline{T}_y}{2}. \end{aligned} \quad (20)$$

Dacă funcţia y are forma particulară (12) atunci formulele (15), (19) şi (20) se reduc la cele prezentate de literatura tehnică de specialitate pentru lanţurile de dimensiuni liniare [4] etc.

Aplicaţie. În scopul exemplificării metodelor propuse să presupunem că este necesară determinarea abaterilor adaosului t necesar la strunjirea suprafeţei de diametru d astfel încît să se realizeze excentricitatea e (fig. 6).

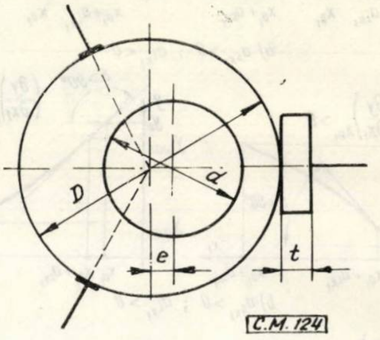


Fig. 6

Relaţia care leagă mărimile t, e şi D este [1]:

$$t = 1{,}5\, e\left(1 + \frac{e}{2D}\right). \quad (21)$$

Fie $e = 5_{-0,1}$; $D = 25_{-0,4}$. În conformitate cu relaţia (21) valoarea de referinţă (nominală) a lui t este: $t_0 = 8{,}25$ mm.

În vederea aplicării formulelor (10) şi (11) se calculează coeficienţii de transmitere:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial e}\right)_{\substack{e=5\\D=25}} = 1{,}5\left(1 + \frac{e}{2D}\right) = 1{,}7\,; \quad \left(\frac{\partial t}{\partial D}\right)_{\substack{e=5\\D=25}} = -0{,}75\,\frac{e^2}{D^2} = -\,0{,}03\,.$$

În acest caz, ţinînd seamă că: $a_{se} = 0$; $a_{ie} = -\,0{,}1$; $a_{sD} = 0$; $a_{iD} = -0{,}4$, formulele (10) şi (11) dau:

$$\begin{aligned} a_{st} &= 1{,}7.0 + 0{,}03.0{,}4 = 0{,}012 \text{ mm} \\ a_{it} &= -\,1{,}7\,.0{,}1 + 0{,}03\cdot 0 = -\,0{,}170 \text{ mm} \\ T &= a_{st} - a_{it} = 0{,}182 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (22)$$

Valoarea toleranţei obţinută din considerente probabilistice (15) este:

$$\overline{T}_t = \sqrt{1{,}7^2\cdot 0{,}01 + 0{,}0009\cdot 0{,}4} = 0{,}171 \text{ mm}.$$

Din compararea valorilor lui $\overline{T}_t$ şi $\overline{T}_t$ rezultă:

$$\overline{T}_t < T_t.$$

Pentru cazul particular considerat formula (19) se scrie:

$$M(t) = \frac{1}{T_e T_D}\int_{e_{min}}^{e_{max}} \mathrm{d}e \int_{D_{min}}^{D_{max}} \left(1{,}5e + 0{,}75\,\frac{e^2}{D^2}\right)\mathrm{d}D = \frac{1}{T_e\, T_D}\left[0{,}75\,(D_{max} - D_{min})\,(e^2_{max} - e^2_{min}) + \frac{0{,}75}{3}\,(e^3_{max} - e^3_{min})\,\ln\frac{D_{max}}{D_{min}}\right];$$

care, după înlocuirea valorilor respective, dă :

$$M(t) = 25 \cdot 0{,}327 = 8{,}175 \text{ mm}.$$

Ţinînd seama de valorile lui t_0 şi $M(t)$ relaţiile (20) determină :

$$a_{sy} = 0{,}0105 \approx 0{,}010 \text{ mm}$$
$$a_{iy} = -0{,}1605 \approx -0{,}160 \text{ mm}.$$

Concluzii. După cum rezultă din cele de mai sus, calculul abaterilor funcţiilor constituie o problemă destul de dificilă din punctul de vedere matematic. Particularităţile domeniului de definiţie al funcţiilor ce-şi au izvorul în construcţia de maşini şi aparate au permis însă elaborarea unei metode analitice suficient de precisă. Erorile care apar se datoresc numai neglijării termenilor $0(x - x_0)^2$ din relaţia (7).

S-ar putea obiecta că abaterile funcţiilor ar putea fi determinate analitic direct din relaţiile de definiţie (5) considerînd, în mod corespunzător, valorile limită ale mărimilor x_j. Socotim totuşi că de cele mai multe ori un asemenea mod de abordare constituie o sursă de însemnate erori grosolane, erori ce depăşesc cu mult pe cele datorate neglijării termenilor $0(x - x_0)^2$ în relaţia (7).

Astfel, dacă funcţia (5), are de exemplu, aspectul $y = \sqrt{x_1^2 + x_2^2}$ atunci s-ar putea calcula abaterile mărimii-funcţie y cu relaţiile :

$$a_{sy} = y_{max} - y_0 = \sqrt{(x_{01} + a_{sx1})^2 + (x_{02} + a_{sx2})^2} - \sqrt{x_{01}^2 + x_{02}^2}\ ;$$

$$a_{iy} = y_{min} - y_0 = \sqrt{(x_{01} + a_{ix1})^2 + (x_{02} + a_{ix2})^2} - \sqrt{x_{01}^2 + x_{02}^2}\ .$$

Dat fiind ordinul mic de mărime al abaterilor a_{sxj} şi a_{ixj} în comparaţie cu valorile nominale x_{01} şi x_{02} este evident că la efectuarea puterilor şi radicalilor influenţa acestor abateri practic se pierde. Nu acelaşi lucru se întîmplă dacă se aplică relaţiile (10)

$$a_{sy}(a_{iy}) = \frac{x_{01}}{\sqrt{x_{01}^2 + x_{02}^2}}\, a_{sx1}(a_{ix1}) + \frac{x_{02}}{\sqrt{x_{01}^2 + x_{02}^2}}\, a_{sx2}(a_{ix2})\ ;$$

căci în acest caz se separă calculele după ordinul de mărime al valorilor respective.

Valabilitatea soluţiei probabilistice care s-a dat problemei determinării abaterilor funcţiilor, aşa cum s-a arătat, nu-şi are justificarea în faza de proiectare decît prin prisma aspectului ei calitativ. În acest sens, pentru exemplul considerat, ea a permis să se constate că $\overline{T}_t < T_t$ cu toate consecinţele pentru practică rezultate de aici [1], [4].

Desigur că metodele prezentate, mai ales cea analitică, au un grad mai înalt de generalitate decît pentru construcţia de maşini şi aparate. Pentru aceasta va trebui însă să se procedeze cu multă atenţie la stabilirea condiţiilor de valabilitate ale teoremei lui Weierstrass [2], să se analizeze în amănunt domeniul de definiţie al funcţiilor (5).

La aplicarea metodelor prezentate trebuie avut tot timpul în vedere că :

— în relaţiile de forma (10) şi (11) coeficienţii de transmitere $\left(\dfrac{\partial y}{\partial x_j}\right)_{P0}$ se consideră în valoarea absolută ;

— atît metoda analitică cît şi cea probabilistică sînt încununate de succes numai dacă variabila dependentă y, din relaţia (5), este corect precizată. Ea este întotdeauna dimensiunea care rezultă în cursul prelucrării, montării (sau a altui proces fizic). Numai pentru simplificarea calculelor, în cadrul exemplului efectuat s-a considerat mărimea t drept variabilă dependentă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, Gh.* „Tehnologia construcţiei de maşini". Bucureşti. Editura didactică şi pedagogică, 1962.
[2] *Fihtenholt, G. M.* „Curs de calcul diferenţial şi integral" vol. I, Bucureşti, Editura tehnică, 1963.
[3] *N. Ilioiu, Gh.* Ivanovici „Memorator de metrologie" Bucureşti, Editura tehnică 1966.
[4] *I. Lăzărescu, D. Dragu, V. Tărăboi, G. Stetu* „Toleranţe şi măsuri tehnice. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.
[5] *O. Onicescu,* „curs de teoria probabilităţilor şi aplicaţii" Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1960.
[6] *I. I. Plăcinţeanu* „Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici pătrate" Bucureşti, Editura tehnică, 1957.

CZ 621.65–82–85

Asupra unor proprietăți ale pompelor pneumohidraulice

Ing. Constantin C. CODREANU – Institutul de mecanica fluidelor și construcții aerospațiale – București

Prin pompă pneumohidraulică se înțelege de fapt ansamblul format dintr-o pompă volumetrică cu piston și un motor pneumostatic cu piston, care acționează pompa. Termenul pompă pneumohidraulică este deci necorespunzător, însă el este folosit adesea în literatura de specialitate în paralel cu alte denumiri, ca transformator sau amplificator pneumohidraulic, cilindru pneumohidraulic ș.a., dar aceste denumiri sînt, evident, de asemenea necorespunzătoare.

Pompele pneumohidraulice prezintă multe avantaje față de alte tipuri de pompe, fiind indicate în special pentru folosire în cazul mediilor ambiante care prezintă pericol de incendii, explozii etc.

Rareori se reține însă faptul că aceste pompe sînt capabile să dezvolte presiuni foarte înalte și încă mai puțin se știe despre caracteristicile lor dinamice. În lucrarea de față se cercetează comportarea dinamică a pompelor pneumohidraulice cu un singur piston și cu cursă mare. Pe baza relațiilor obținute pentru calculul vitezei și accelerației pistonului, se clarifică dinamica debitării și se analizează factorii care influențează această dinamică, evidențiindu-se domeniile de folosire cele mai indicate.

1. *Principiul de funcționare a pompei pneumohidraulice*

Din figura 1 se deduce cum este construită și cum funcționează pompa pneumohidraulică.

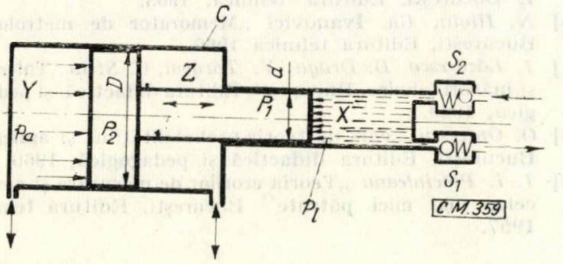


Fig. 1

Dacă în camera Y, din stînga pistonului P_2, se introduce aer comprimat avînd presiunea p_a, iar camera Z, din partea dreaptă a pistonului P_2, este pusă în legătură cu atmosfera, pistonul P_2 se deplasează spre dreapta, împingînd pistonul P_1, cu care este solidarizat. Pistonul P_1, la rîndul său, împinge lichidul din camera X, prin supapa de refulare S_1. Cursa inversă a celor două pistoane, care este cursa de aspirație din rezervor a lichidului în camera X, prin supapa S_2, poate fi realizată fie prin introducerea de aer comprimat în camera Z, fie prevăzînd în această cameră un arc de readucere, camera Y fiind legată cu atmosfera.

Pompa schematizată astfel va debita lichid numai în timpul cursei spre dreapta a pistoanelor P_2 și P_1, debitul de lichid fiind determinat de aria secțiunii pistonului P_1 și de viteza ansamblului celor două pistoane.

Presiunea maximă pe care o poate avea lichidul refulat din camera X a pompei depinde, evident, de presiunea aerului comprimat care acționează asupra pistonului P_2 și de raportul diametrelor celor două pistoane, deoarece :

$$p_a \frac{\pi D^2}{4} = p_l \frac{\pi d^2}{4}$$

și deci :

$$p_l = p_a \frac{D^2}{d^2}.$$

Raportul $(D/d)^2 = k$ se poate denumi „factor de amplificare a presiunii". Se observă că, adoptînd valori corespunzătoare pentru k, se pot obține presiuni oricît de mari. În tabela 1 se evidențiază presiunile ce pot fi obținute cu ajutorul pompelor pneumohidraulice, în funcție de raportul D/d, pentru presiunea de 6 kgf/cm² a aerului comprimat cu care se realizează acționarea lor. Posibilitatea de a obține presiuni foarte înalte reprezintă unul dintre avantajele esențiale ale pompelor pneumohidraulice.

Tabela 1

D/d	$k = (D/d)^2$	p_l max [kgf/cm²] (pentru p_a = 6 kgf/cm²)
2	4	24
5	25	150
6	36	216
7	49	294
8	64	384
10	100	600
15	225	1 350
20	400	2 400
25	625	3 750
30	900	5 400
50	2 500	15 000
100	10 000	60 000

Se menționează că în literatura de specialitate lipsesc studiile privind caracteristicile de debitare ale pompelor pneumohidraulice, deși aceste caracteristici sînt deosebit de importante pentru determinarea posibilităţilor de folosire a pompelor respective în cadrul diferitelor instalaţii hidrostatice.

2. *Dinamica debitului pompei pneumohidraulice care debitează într-o instalaţie fără motor hidrostatic*

Schema modelului fizic al ansamblului pompă-instalaţie este reprezentată în figura 2. Acest model se poate adopta pentru calcul considerînd că pompa este legată în serie cu o rezistenţă hidraulică egală cu rezistenţa hidraulică a întregului circuit dintre pompă şi rezervorul de lichid, inclusiv rezistenţa hidraulică a supapei de refulare a pompei.

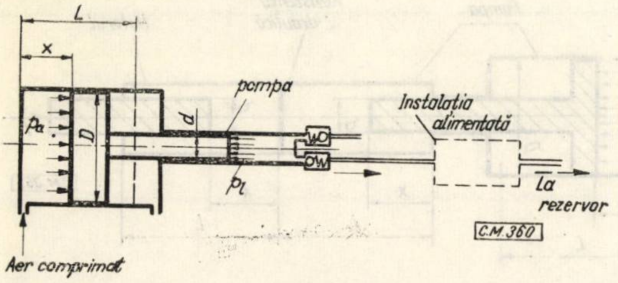


Fig. 2

Notînd cu K — coeficientul rezistenţei hidraulice a circuitului alimentat de pompă, rezistenţă raportată la secţiunea A_l a pistonului de diametru d şi considerată proporţională cu pătratul vitezei de scurgere a lichidului, cu m_p — masa ansamblului celor două pistoane, cu ρ — densitatea lichidului, cu L — lungimea cursei totale a pistonului, cu x — lungimea cursei pistoanelor la momentul oarecare t, cu A_a — secţiunea pistonului de diametru D şi cu η — randamentul mecanic al pompei, neglijînd influenţa masei lichidului din circuitul alimentat de pompă şi presupunînd că sînt luate măsuri ca presiunea p_a să fie constantă, ecuaţia de mişcare a ansamblului celor două pistoane ale pompei este :

$$[m_p + \rho A_l (L - x)]\, \ddot{x} = \eta\, p_a A_a - K A_l\, \dot{x}^2. \quad (1)$$

Notînd, pentru simplificare :

$$\begin{aligned} m_p + \rho A_l L &= a; \\ \rho A_l &= b; \\ K A_l &= c; \\ \eta p_a A_a &= d, \end{aligned} \quad (2)$$

ecuaţia (1) se scrie :

$$(a - bx)\, \ddot{x} = d - c\dot{x}^2. \quad (3)$$

Pentru integrarea ecuaţiei (3) se are în vedere că problema care se pune este determinarea debitului pompei, deci a vitezei $v = \dot{x}$ a pistonului. Punînd $\ddot{x} = v \dfrac{dv}{d\,x}$, ecuaţia (3) devine o ecuaţie cu variabile separabile, care, separînd variabilele, se scrie :

$$\frac{v\, dv}{d - c\, v^2} = \frac{dx}{a - bx},$$

astfel încît prin integrare se obţine :

$$\frac{1}{2\,c} \ln (d - c\, v^2) = \frac{1}{b} \ln (a - b\, x) + C, \quad (4)$$

unde C este constanta de integrare, care se determină ţinînd seamă că, în momentul iniţial, $x = 0$ şi $v = 0$ şi deci :

$$C = \frac{1}{2\,c} \ln d - \frac{1}{b} \ln a.$$

Introducînd în (4) expresia constantei de integrare C, se obţine :

$$\frac{1}{2\,c} \ln \frac{d - c\, v^2}{d} = \frac{1}{b} \ln \frac{a - bx}{a}$$

sau :

$$\frac{d - c\, v^2}{d} = \left(\frac{a - b\, x}{a} \right)^{\frac{2c}{b}},$$

de unde rezultă :

$$v = \sqrt{\frac{d}{c} \left[1 - \left(1 - \frac{b}{a}\, x \right)^{\frac{2\,c}{b}} \right]}. \quad (5)$$

Înlocuind pe a, b, c şi d cu expresiile lor (2), relaţia (5) devine :

$$v = \sqrt{\frac{\eta\, p_a A_a}{K A_l}} \sqrt{1 - \left(1 - \frac{\rho\, A_l\, x}{m_p + \rho\, A_l\, L} \right)^{\frac{2\,K}{\rho}}}; \quad (6)$$

Relaţia (6) reprezintă, în graniţele ipotezelor admise, expresia exactă a vitezei pistonului pompei în funcţie de cursa x a pistonului. Se observă că, deoarece x nu poate lua decît valori cuprinse între zero şi L, fracţia din paranteza de sub radical are întotdeauna o valoare pozitivă subunitară şi deci întreaga paranteză de sub radical nu poate lua decît valori pozitive subunitare. Este de asemenea important să se observe că, dacă exponentul $2K/\rho$ are valori mari, al doilea radical din expresia (6) a vitezei are o valoare practic egală cu unitatea, indiferent de valoarea cursei x a pistonului. Astfel, presupunînd că rezistenţa hidraulică a circuitului alimentat de pompă este caracterizată printr-o pierdere de presiune de 10 kgf/cm² în cazul unui debit de 100 cm³/s (6 l/min), dacă diametrul pistonului pompei este de 10 cm, se obţine :

$$v = \frac{Q}{A_l} = \frac{100 \cdot 4}{\pi \cdot 10^2} = 1{,}273 \text{ cm/s}$$

şi din $p_l = \Delta p = K\dot{x}^2 = Kv^2$:

$$K = \frac{\Delta p}{v^2} = 6{,}15 \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4.$$

Luînd şi $\rho \approx 10^{-6}$ kgf·s²/cm⁴ ($\gamma_{\text{lichid}} \approx 1$gf/cm³), rezultă :

$$\frac{2K}{\rho} \approx 1{,}23 \cdot 10^7,$$

adică o valoare foarte mare. Chiar dacă rezistenţa hidraulică a circuitului alimentat este foarte mică, exponentul îşi menţine o valoare foarte mare. De exemplu, dacă la acelaşi debit, de 6 l/min, $\Delta p = 0{,}01$ kgf/cm², exponentul $2K/\rho$ are o valoare de aproximativ 10^4.

Rezultă astfel că viteza pistonului pompei este dată de relaţia :

$$v = \sqrt{\frac{\eta\, p_a A_a}{K A_l}}, \text{ cm/s}, \tag{7}$$

iar debitul pompei, de relaţia :

$$Q = \sqrt{\frac{\eta\, p_a A_a A_l}{K}}, \text{ cm}^3/\text{s}. \tag{8}$$

Folosind relaţiile (1) şi (6) se obţine expresia acceleraţiei pistonului pompei în funcţie de cursa x, sub forma :

$$\ddot{x} = \frac{\eta\, p_a A_a}{(m_p + \rho A_l L)^{2K/\rho}} (m_p + \rho A_l L - \rho A_l x)^{\frac{2K}{\rho} - 1}. \tag{9}$$

Acceleraţia iniţială (la $x = 0$) este evident :

$$\ddot{x}_0 = \frac{\eta\, p_a A_a}{m_p + \rho A_l L}, \tag{10}$$

astfel încît expresia acceleraţiei se poate pune sub forma :

$$\ddot{x} = \ddot{x}_0 \left(1 - \frac{\rho A_l x}{m_p + \rho A_l K}\right)^{\frac{2K}{\rho} - 1}. \tag{11}$$

Se observă că acceleraţia scade foarte rapid şi se apropie de valoarea zero pentru valori extrem de mici ale cursei x, cu toate că acceleraţia iniţială are o valoare foarte mare. Într-adevăr, considerînd datele exemplificative anterioare ($K = 6{,}15$ kgf · s²/cm⁴, $\rho \approx 10^{-6}$ kgf · s²/cm⁴ şi diametrul pistonului pompei de 10 cm) şi considerînd încă diametrul pistonului pe care acţionează aerul de 60 cm (şi deci $A_a = 2826$ cm² şi $A_l = 78{,}5$ cm²), $p_a = 6$ kgf/cm², $\eta = 0{,}9$, $m_p = 2 \cdot 10^{-2}$ kgf · s²/cm (adică greutatea ansamblului celor două pistoane de 20 kgf) şi $L = 100$ cm, rezultă :

$$\ddot{x}_0 \approx 5{,}48 \cdot 10^5 \text{ cm/s}^2 \approx 550 \text{ g}.$$

3. *Dinamica debitului pompei pneumohidraulice care debitează într-o instalaţie cu motor hidrostatic rectiliniu*

Schema modelului fizic al pompei pneumohidraulice care alimentează un motor hidrostatic rectiliniu poate fi reprezentată ca în figura 3, unde circuitul dintre pompă şi motor este înlocuit printr-o rezistenţă hidraulică sub forma unei secţiuni îngustate.

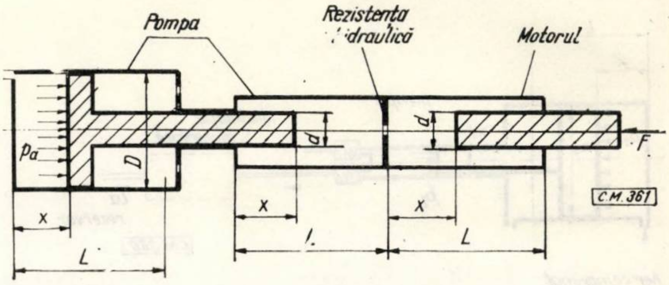


Fig. 3

Păstrînd notaţiile folosite la scrierea ecuaţiei (1), cu precizarea că m_p este în acest caz suma maselor pistoanelor pompei şi al motorului, iar K este coeficientul rezistenţei hidraulice a circuitului de legătură dintre pompă şi motor, raportat la secţiunea A_l, care se presupune a fi aceeaşi la pistonul motorului ca şi la pistonul pompei care acţionează asupra lichidului, notînd, încă, cu η_1 — randamentul mecanic al motorului şi cu F — forţa, presupusă constantă, care trebuie învinsă de pistonul motorului şi neglijînd influenţa masei lichidului din circuitul de legătură dintre pompă şi motor, ca şi variaţia presiunii aerului comprimat introdus în pompă, se poate scrie o singură ecuaţie de mişcare pentru întregul sistem pompă — motor, sub forma :

$$(m_p + \rho A_l L)\, \ddot{x} = \eta\, p_a A_a - \frac{F}{\eta_1} - K A_l \dot{x}^2. \tag{12}$$

Ecuaţia (12) se poate scrie în forma :

$$a\, \ddot{x} = b - c\, v^2, \tag{12'}$$

unde :

$$a = m_p + \rho A_l L;$$

$$b = \eta\, p_a A_a - \frac{F}{\eta_1};$$

$$c = K A_l$$

Punînd $\dot{x} = v$ şi

$$\ddot{x} = v \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x},$$

din (12′) se obţine ecuaţia :

$$\frac{v\,\mathrm{d}\,v}{b - c\,v^2} = \frac{1}{a}\,\mathrm{d}\,x,$$

care, prin integrare, dă :

$$\ln\,(b - c\,v^2) = -\frac{2\,c}{a}\,x + C. \qquad (13)$$

Condiţiile iniţiale $x = 0$, $v = 0$ dau $C = \ln b$, astfel încît ecuaţia (13) devine :

$$b - cv^2 = be^{-\frac{2\,c}{a}x}, \qquad (13')$$

de unde se deduce expresia vitezei în funcţie de cursă :

$$v = \sqrt{\frac{b}{c}\left(1 - \frac{1}{\mathrm{e}^{\frac{2\,c}{a}x}}\right)}\,. \qquad (14)$$

Înlocuind pe a, b şi c, se obţine :

$$v = \sqrt{\frac{\eta_1\,\eta\,p_a\,A_a - F}{\eta_1\,K\,A_l}\left(1 - \frac{1}{\mathrm{e}^{\frac{2\,K\,A_l\,x}{m_p + \rho\,A_l\,L}}}\right)}\,. \qquad (15)$$

Viteza se poate obţine şi în funcţie de timp, pornind de la ecuaţia diferenţială (12′) care se pune sub forma :

$$a\,\frac{d\,v}{dt} = b - cv^2, \qquad (16)$$

de unde, prin integrare, rezultă în cele din urmă :

$$v = \sqrt{\frac{b}{c}}\;\frac{\mathrm{e}^{\frac{2\sqrt{b\,c}}{a}t} - 1}{\mathrm{e}^{\frac{2\sqrt{b\,c}}{a}t} + 1}\,. \qquad (17)$$

Din relaţiile (14) sau (15), ca şi din relaţia (17), se observă că viteza atinge foarte rapid valoarea sa maximă, după care rămîne constantă. Se poate astfel considera că viteza de acţionare este constantă pe toată cursa şi egală cu :

$$v = \sqrt{\frac{\eta_1\,\eta\,p_a\,A_a - F}{\eta_1\,K\,A_l}}\,,\ \mathrm{cm/s}. \qquad (18)$$

Expresia acceleraţiei se deduce folosind relaţiile (12) şi (15) :

$$\ddot{x} = \frac{\eta_1\,\eta\,p_a\,A_a - F}{\eta_1\,(m_p + \rho\,A_l\,L)}\,\mathrm{e}^{-\frac{2K\,A_l\,x}{m_p + \rho\,A_l\,L}} \qquad (19)$$

acceleraţia iniţială fiind :

$$\ddot{x}_0 = \frac{\eta_1\,\eta\,p_a A_a - F}{\eta_1\,(m_p + \rho\,A_l L)} \qquad (20)$$

şi în funcţie de care expresia acceleraţiei se scrie :

$$\ddot{x} = \ddot{x}_0\,e^{-\frac{2\,KA_lx}{m_p + \rho\,A_l\,L}} \qquad (21)$$

Se observă că acceleraţia scade foarte rapid cu cursa. Considerînd, de exemplu, $F = 1\,000$ kgf, $p_a = 6$ kgf/cm², $L = 100$ cm, $A_a = 314$ cm² ($D = 20$ cm), $A_l = 19{,}6$ cm² ($d = 5$ cm), $\eta_1 = \eta = 0{,}9$, $\gamma = \rho g \approx 10^{-3}$ kgf/cm³, $K = 1{,}2$ kgf · s²/cm⁴ şi greutatea totală a pistoanelor egală cu 100 kgf, rezultă din (20) :

$$\ddot{x}_0 \approx 8{,}5 \cdot 10^3\ \mathrm{cm/s^2},$$

iar din (21) rezultă că valoarea acceleraţiei la cursa $x = 0{,}1$ cm este egală cu circa 10^{-3} cm/s² adică, practic, este egală cu zero.

4. *Concluzii*

După cum rezultă din relaţiile (6) şi (16), debitul pompelor pneumohidraulice prezintă variaţii numai pe porţiunea iniţială a cursei pistoanelor, iar această porţiune iniţială a cursei, în care debitul variază de la zero la valoarea maximă, este foarte mică, putînd fi, practic, neglijată, astfel încît relaţiile pentru calculul debitului (vitezei) sînt (7) sau (8) şi (18). Aceasta este o concluzie de o importanţă deosebită, deoarece obţinerea unor debite (viteze) constante constituie o problemă esenţială în multe aplicaţii ale hidraulicii şi ale acţionărilor hidrostatice. După cum se ştie, folosirea altor tipuri de pompe volumice duce la soluţii complicate pentru realizarea debitelor sau a vitezelor de acţionare constante.

Relaţiile (7) sau (8) şi (18) arată, de asemenea, că modificarea sau reglarea debitului unei pompe pneumohidraulice sau a vitezei unei acţionări hidrostatice cu pompă pneumohidraulică se poate realiza foarte simplu, prin modificarea rezistenţei hidraulice a circuitului de debitare. Pentru aceasta este suficient un drosel reglabil, cu care se pot realiza valori corespunzătoare ale coeficientului K. Obţinerea unor debite sau a unor viteze de acţionare variabile după anumite legi în timpul unei curse, în conformitate cu necesităţile, ca şi obţinerea unei viteze de acţionare constante atunci cînd forţa F este variabilă în funcţie de cursă, sînt astfel probleme uşor rezolvabile în cazul folosirii pompelor pneumohidraulice.

Caracteristicile lor de debitare, evidenţiate în lucrarea de faţă, capacitatea de a realiza presiuni foarte înalte, ca şi funcţionarea fără pericole în medii inflamabile sau explozive, permit să se prevadă extinderea folosirii pompelor pneumohidraulice, în special la maşinile şi dispozitivele cu funcţionare în cicluri relativ scurte şi care necesită fie viteze de acţionare constante, fie viteze variabile după legi impuse.

CZ 621.431.73.008 : 628.113

Cercetarea gazelor de evacuare — indiciu de viitor pentru motorul de automobil cu aprindere prin scînteie

Prof. dr. ing. Robert EBERAN — EBERHORST — Institutul pentu motoare cu ardere internă şi autovehicule al Institutului politehnic din Viena — Austria

A început o căutare febrilă de noi tipuri de motoare pentru vehicule, cu toate că motorul cu aprindere prin scînteie nu a ajuns încă nicidecum la finele dezvoltării sale şi că din punct de vedere al gazelor de evacuare el ar putea fi teoretic corectat încă de pe acum de aşa fel încît cele 200 milioane vehicule, care circulă zilnic pe pămînt să polueze aerul mult mai puţin decît cele 83 milioane vehicule de acum 16 ani, cînd nu se gîndea încă nimeni în mod serios la poluarea atmosferei.

Motorul cu benzină a devenit, pe drept, sursa de putere favorizată în vehiculul motorizat. El va fi înlocuit cu o altă maşină de forţă, cînd aceasta din urmă nu va reduce doar poluarea aerului, ci cînd din următoarele puncte de vedere îi va fi pe cît posibil, superioară :

Consumul şi economicitatea.
Siguranţa în serviciu şi durata de funcţionare.
Greutatea şi volumul.
Costul producţiei.

Atîta timp cît nu se face uz pe scară largă de perfecţionările tehnice posibile încă pe de acum la motorul cu benzină şi care l-ar scumpi doar cu puţin, nu ne putem gîndi la înlocuirea acestui motor, care azi acţionează peste 90% din autovehicule.

O comparaţie a diferitelor sisteme de acţionare realizată de General Motors din S.U.A. (tabela 1) arată pe deoparte remarcabilul progres al motorului cu benzină din 1960 în 1970 cu privinţă la scăderea valorii la gazele de evacuare conform încercărilor „California-Tests" — pentru CH o reducere de la 11,0 la 2,2 g/ milă înseamnă o scădere a concentraţiei de la circa 900 la 180 ppm, pentru CO de la 80 la 23 g/milă, o scădere a concentraţiei de la 3,8 la 1,1% în volume — pe de altă parte poziţia sa excelentă din punct de vedere al greutăţii şi costului, care actualmente reprezintă 1/3 . . . 1/2 faţă de alte maşini termice.

Economicitatea sa de minim circa 190 g/CPh consum specific este întrecută doar de motoarele diesel şi Stirling.

Mai dezavantajos se prezintă motorul cu benzină la comparaţia oxizilor de azot, a căror reducere (dacă s-ar dovedi a fi necesară) ne-ar obliga să ne întoarcem privirile de la actuala tendinţă spre motorul de mare putere.

În timp ce în trecut dezvoltarea motoarelor şi a combustibililor se caracterizează prin mărirea compresiunii şi a cifrei octanice, deci prin dezvoltarea motorului de mare putere cu cifre octanice limitate, în ultimul timp a început căutarea unui motor cu ardere optimală şi gaze curate la evacuare. Lucrărilor în această direcţie le lipseşte însă de multe ori un plan de lucru şi sînt caracterizate prin încercări de apropiere faţă de soluţiile optimale de compromis, deoarece există nenumăraţi parametri care-şi exercită influenţa şi care sînt greu de separat unul de altul.

Deoarece la California-Test şi chiar în Europa Test se ia în consideraţie numai rezultatul sumar al gazelor de evacuare a unei circulaţii normate cu diferite regimuri de exploatare, o cercetare amănunţită a unui parametru izolat apare de multe ori a nu fi rentabilă. Aici nu vom insista asupra sistemelor de măsură ale gazelor de evacuare şi nici asupra diverselor cicluri de încercări şi metodelor de valorificare, deoarece în ultimul timp ele au fost descrise în diferite rînduri [1]. Limitarea componenţilor gazelor de evacuare CO, CH şi NO_x va fi rezolvată însă fără îndoială în viitorul apropiat : aşa-zisul motor „croit" după gazele de evacuare va deveni necesar.

Ar trebui cercetate în primul rînd, posibilităţile principale ale influenţării constructive a diferitelor componente şi numai apoi să fie atacată cu succes problema mult mai complexă a îmbunătăţirii rezultatului sumar al analizei gazelor de evacuare după un anumit tip de circulaţie. Altfel s-ar putea întîmpla să intervină situaţia nedorită ca pentru o anumită circulaţie tipizată emisia gazelor să fie optimală, iar la nerespectarea acestei circulaţii tipizate să apară emisii mai ridicate.

Fără luarea în considerare a cheltuielilor relative, vom considera şi analiza în cele ce urmează influenţa diferitelor trăsături constructive şi condiţiuni de serviciu asupra mărimii concentraţiilor de elemente nedorite.

Oxidul de carbon (CO). Producerea oxidului de carbon este suficient lămurită, iar concentraţia sa la evacuare se poate calcula destul de uşor pentru un combustibil cu conţinut cunoscut în *c/h* şi cu un raport cunoscut aer-combustibil şi aceasta după echilibrul gazului de apă [2]. O dată cu scăderea coeficientului de aer ($\lambda < < 1,0$), conţinutul în CO al gazelor de evacuare creşte aproximativ proporţional şi anume mai mult pentru combustibilii bogați în carbon decît pentru cei bogați în hidrogen.

	c	h	CO în vol. % la $\lambda = 0{,}90$
Benzol C_6H_6	0,923	0,077	4,5%
Pentan C_5H_{12}	0,834	0,166	3,7%.

Cele mai mari presiuni medii se obțin în motorul cu aprindere prin scînteie în cazul lipsei de aer ($\lambda \approx 0{,}8 \ldots 0{,}9$) deoarece aici apar cele mai ridicate viteze de ardere precum și cele mai mici variații ciclice ale vitezelor de ardere. Prin măsurarea propagării flăcării cu ajutorul bujiilor cu ionizare (fig. 1) s-a putut stabili, de exemplu în spațiul cilindric de ardere al motorului CFR (F4) dispersiunea ciclică a vitezelor de ardere:

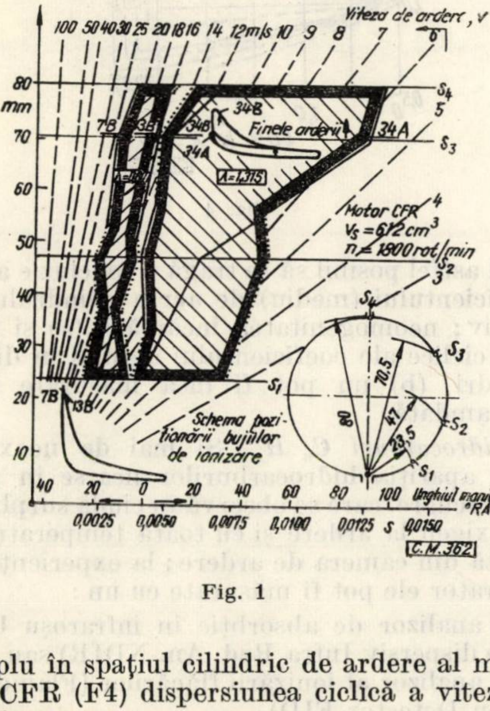


Fig. 1

la $\lambda = 0{,}807$ în limitele 16 ... 22 m/s și

la $\lambda = 1{,}315$ în limitele 6 ... 14 m/s.

(suprafețele încadrate din figura 1).

Deoarece jiclorul de combustibil se determină în vederea obținerii puterii celei mai mari în principal la umplerea totală și cu obturatorul complet deschis se constată:

a) la sarcină totală în recipientul de colectare al gazelor de evacuare se găsește un conținut mai ridicat de CO (3 ... 6%) [3],

b) din cauza distribuției neuniforme a amestecului puterea maximă se realizează adesea cu un conținut deosebit de mare de CO în anumiți cilindri;

c) la sarcini parțiale nu este hotărîtoare pentru conținutul în CO a gazelor de evacuare la diferiții cilindri doar comportarea carburatorului (raportul aer/combustibil), ci din nou distribuția amestecului. Acest fapt este valabil și pentru acele carburatoare la care, în domeniul sarcinilor parțiale, este prevăzută o anumită sărăcire.

Ca exemplu, figura 2 ne arată regiunile CO ale fiecărui cilindru la un motor de 1,3 l cu 4 cilindri, în care stările de funcționare cu același conținut de CO sînt legate prin curbe, iar domeniile situate peste 1,5% CO sînt hașurate. Cilindrul 2 este alimentat aici cu un amestec deosebit de bogat — pe curba de sarcină totală mai mult decît 8% CO — cilindrul 3 în schimb primește un amestec aproape în permanență relativ sărac, din care cauză acest cilindru nici la sarcină totală, cu CO = 0,3% pare că nu poate să dea puterea să maximă. Determinarea jiclorilor pentru acest motor, care are un carburator, impune o soluție de compromis, care natural se manifestă dezavantajos și pentru conținutul de CO din rezervorul de colectare a gazelor de evacuare. Dependențele conținutului de CO din evacuare față de caracteristicile constructiv-funcționale ale motorului se pot studia mai bine, din aceste motive, la motorul monocilindric.

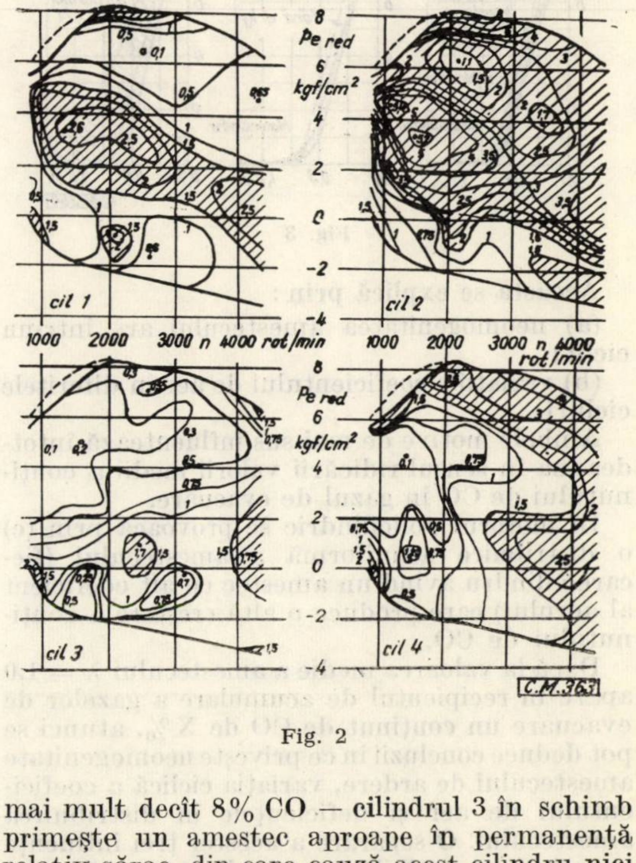


Fig. 2

Modul de formare a amestecului are, conform figurii 3, doar o influență redusă asupra conținutului de CO. Astfel de măsurători pun condițiuni foarte severe la precizia măsurării cantităților de aer și de combustibil. Invers, conținutul în CO este un indiciu foarte precis pentru coeficientul aerului. Cele mai mici valori de CO le-a dat funcționarea cu vaporizator. Un vîrtej în canalul de aspirație poate de asemenea să scadă conținutul în CO, cum se arată în imaginea din mijloc. Şi în motorul monocilindric se mai poate găsi CO în gazele de evacuare la valorile coeficientului de aer la care teoretic dispare conţinutul de CO.

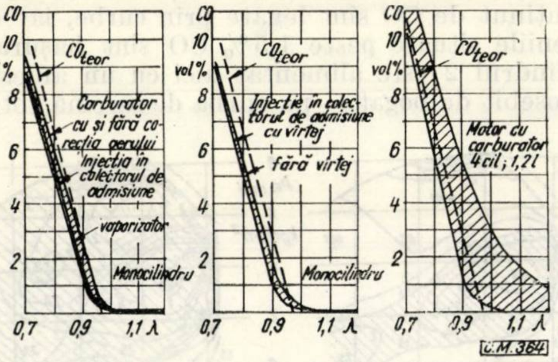


Fig. 3

Aceasta se explică prin :

(a) neomogenitatea amestecului ars într-un ciclu ;

(b) variaţiile coeficientului de aer în diferitele cicluri.

Ambele motive de mai sus influenţează întotdeauna în sensul ridicării valorii medii a conţinutului de CO în gazul de evacuare.

În motorul policilindric se provoacă prin (c) o distribuire neuniformă a amestecului (fiecare cilindru avînd un amestec cu alt coeficient al aerului) care produce o altă creştere a conţinutului de CO.

Dacă la valoarea medie a amestecului $\lambda = 1,0$ apare în recipientul de acumulare a gazelor de evacuare un conţinut de CO de X%, atunci se pot deduce concluzii în ce priveşte neomogenitate amestecului de ardere, variaţia ciclică a coeficientului de aer şi deficienţele în distribuirea amestecului. O separare a acestor trei influenţe nu este însă posibilă prin analiza sumară a gazelor de evacuare.

Dacă, după Eltinge ([4], presupunem o distribuire statistică normală a combustibilului în particulele de aer ale încărcăturii, atunci, din conţinutul măsurat de CO putem stabili abaterile standard ale coeficientului de aer.

De exemplu, pentru combustibilul fictiv :

$$C_{7,2}H_{13,2}(H/C = 1,90 \; h/c = 0,136/0,864),$$

(după figura 4) 99% din întregul amestec s-ar găsi între limitele coeficientului de aer

$$\lambda_{min} = 0,73 \text{ şi } \lambda_{max} = 1,66,$$

la λ 1,0 şi valoarea sumei gazelor de evacuare de 2,0% CO.

Deficienţe ale motorului policilindric după a), b) şi c), — care la motorul cu carburator se explică mai ales prin filmul de combustibil de pe peretele colectorului de aspiraţie, însă şi prin vibraţiile din conducta de aspiraţie, precum şi prin ordinea aprinderilor se pot reproduce într-adevăr în regimul staţionar şi se pot măsura după conţinutul în CO a diferiţilor cilindri,

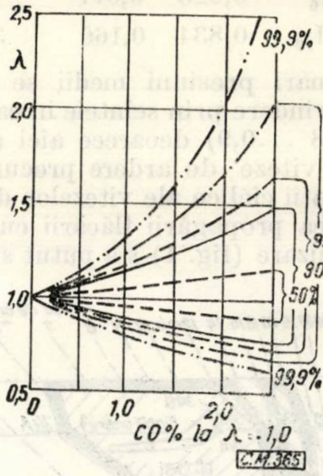


Fig. 4

fiind astfel posibil să se tragă o concluzie asupra coeficientului (mediu) de aer a cilindrului respectiv ; neomogenitatea încărcării (a) şi variaţiile ciclice ale coeficientului aerului în diferiţii cilindri (b) nu pot fi însă măsurate direct deocamdată.

Hidrocarburi $C_n H_m$. Şi mai de neexplicat pare apariţia hidrocarburilor nearse în gazele de evacuare, care se observă în ciuda surplusului de oxigen la ardere şi cu toată temperatura ridicată din camera de ardere ; la experienţele de laborator ele pot fi măsurate cu un :

a) analizor de absorbţie în infraroşu URAS (Non dispersiv Infra Red. An. NDIR) sau cu un

b) analizor al ionizării flăcărilor (Flame Ionisation Detector FID).

Concentraţia volumetrică se dă în ppm (părţi per milion). Ambele aparate de măsură care lucrează după sisteme diferite, ne dau, după cum se ştie, valori de concentraţie foarte diferite (pînă la 400%).

La efectuarea încercării California-Test se utilizează în prezent încă sistemul de măsură NDIR, însă sistemul FID este pe cale de a se introduce. În SUA este valabilă următoarea transformare :

$$CH_{NDIR} \times 1,80 = CH_{FID} \; [5].$$

Modul de formare a amestecului are o influenţă redusă asupra concentraţiei CH din gazele de evacuare, cum au dovedit experienţele la un motor monocilindric CFR (fig. 5).

Acest motor monocilindric cu supraalimentare, cu $n = 1\,800$ rot /min, cu raport de comprimare variabil şi cameră de ardere în formă de cilindru plat, destinat iniţial pentru metoda de încercare la detonaţie F4 a combustibililor de avioane, a fost utilizat aici ca motor cu aspiraţie normală la sarcina totală.

La cele trei procedee încercate: carburator fără preemulsiune a combustibilului, carburator cu preemulsiune a combustibilului prin aer de corectare şi vaporizare de combustibil (circa 190°C) cu adaos de aer rece, la exces de aer $\lambda \cong 1{,}05$ pînă la 1,15, emisia de CH scade la o valoare minimală de aceeaşi mărime (FID: 184 ppm), ceea ce înseamnă că în camera de ardere se mai găseşte în orice caz doar combustibil vaporizat. Într-adevăr, cu vaporizatorul se putea obţine o funcţionare fără întreruperi pînă la coeficientul aerului $\lambda = 1{,}45$, ceea ce întăreşte importanţa unui amestec carburat omogen.

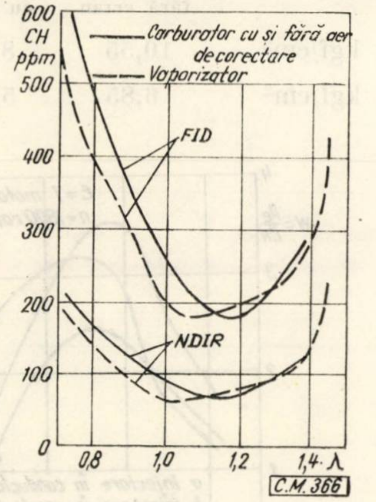


Fig. 5

Indicaţiile analizatorului FID au fost în medie de 2,5 ... 3 ori mai ridicate decît cele ale instrumentului de măsură NDIR, ceea ce subliniem aici în contradicţie cu cele stabilite în S.U.A.

Coeficientul de umplere şi răcirea sînt alţi factori importanţi pentru emisia de CH. Permanenta influenţare a emisei de CH, în condiţiile exploatării, de către factori ca: turaţia variabilă a motorului, umplerea (acţionarea obturatorului), coeficientul aerului, temperatura motorului, pretinde — cînd apar interdependenţe fundamentale — efectuarea unor serii de experienţe la motorul monocilindric, la care se variază de fiecare dată doar un singur factor. De aceea motorul CFR a fost înzestrat cu răcire cu circulaţie forţată şi reglabilă şi a fost acţionat în următoarea serie de experienţe numai cu: injectare în aspiraţie, temperatură constantă, dozaj constant al amestecului ($\lambda = 0{,}8$), însă cu o poziţie variabilă a obturatorului.

Creşterea temperaturii mediului de răcire t_{KA} (măsurată la ieşirea din cilindru) este legată conform figurii 6 de o apreciabilă scădere a concentraţiei CH metoda FID arătînd iarăşi valori mai înalte cu pînă la 200% decît NDIR [5]. O influenţă ceva mai scăzută a temperaturii asupra emisiei CH e arătată cu lucrarea [6]. Umplerea are o influenţă foarte mare asupra concentraţiei CH: la temperatura normală de exploatare se pare că există un maximum la circa o jumătate din sarcina nominală ($\eta_v = 0{,}4$ ... 0,5). Într-o poziţie deosebit de închisă a obturatorului ($\eta_v \cong 0{,}12$), valorile CH cresc brusc ceea ce se explică prin întreruperi de aprindere din cauza conţinutului ridicat de gaze reziduale ca şi prin amestecul încărcăturii proaspete cu gazele de evacuare care se întorc în camera de ardere, cum s-a putut demonstra în cele spuse mai înainte [7].

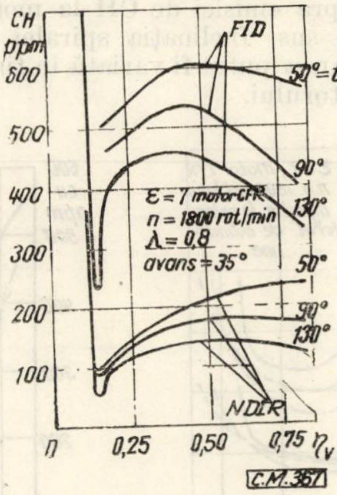


Fig. 6

Dependenţa emisiei CH faţă de temperatura peretelui cilindrului confirmă pe deoparte necesitatea ca la măsurători ale gazelor de evacuare să se definească precis starea de temperatură a motorului ("cold and hot cycles" în California —Test), iar pe de altă parte avantajul motorului răcit cu aer care are temperaturile cilindrului în medie mai ridicate.

Turbulenţa şi vîrtejul. O altă influenţă, încă nici pe departe cercetată definitiv, asupra schimbării gazelor, evoluţiei arderii şi emisiei de gaze de evacuare este produsă de către turbulenţă şi de către mişcarea încărcăturii înainte de ardere sau în timpul acesteia.

Deosebim:

a) O influenţare primară a procesului de curgere prin canale de admisiune de formă spirală, trăsături constructive ale conductei de aspiraţie care provoacă vîrtejuri, canale de intrare tangenţiale, supape cu ecrane etc. Cu cît e influenţat mai puternic procesul de curgere (care trebuie să rămînă activ pe durata a două curse), cu atît mai mare este în general pierderea la umplere şi deci de putere.

b) O influenţare secundară a mişcării încărcăturii proaspete înaintea aprinderii printr-un efect de ejectare al pistonului, respectiv prin forma camerei de ardere (piston cu umeri, cameră de ardere baie).

Ca exemplu se arată în figura 7 influenţa unui generator de vîrtej, montat în conducta de aspiraţie, asupra emisiei de CH la motorul CFR indicat mai sus. Inclinaţia spiralei construită din perbunan a putut fi variată în timpul funcţionării motorului.

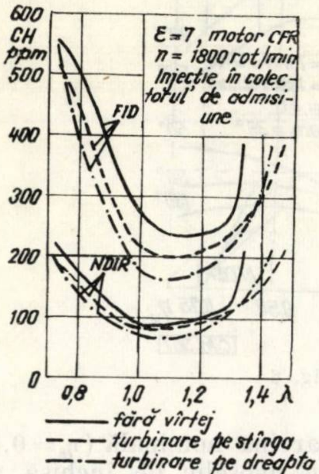


Fig. 7

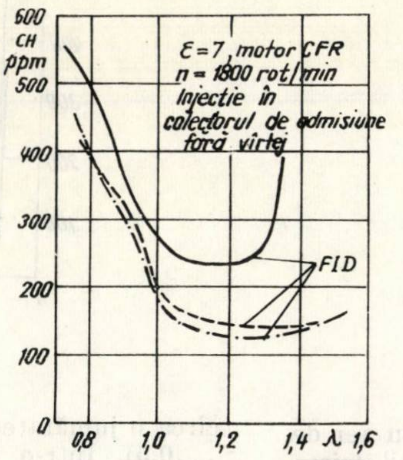


Fig. 8

Asupra umplerii şi puterii motorului acest generator de vîrtej nu a avut o influenţă remarcabilă. În schimb, printr-o turbionare spre dreapta a curentului de admisie, concentraţia de gaze CH de eşapare a putut fi scăzută mai mult decît printr-o turbionare spre stînga şi anume de la 235 la 165 ppm (FID), pentru $\lambda \approx 1{,}1$. În schimb este de remarcat influenţa turbionării spre stînga în sensul că a permis o funcţionare fără întrerupere pînă la coeficientul aerului $\lambda = 1{,}47$, care fără turbionare s-ar fi limitat la $\lambda = 1{,}33$.

Inzestrarea supapei de admisiune cu un ecran înalt de 7,5 mm pe 180° are o influenţă de dirijare deosebit de puternică asupra curentului de admisiune.

Încărcătura proaspătă capătă o puternică turbionare în jurul axei cilindrului, care pare că se menţine şi după cursele de admisiune şi comprimare şi care după cum arată figura 8 conduce, în special în domeniul amestecurilor sărace ($\lambda = 1, 2$), la o scădere a emisiei de CH de la 235 la 125 ppm (FID).

O funcţionare neîntreruptă este posibilă chiar pînă la $\lambda = 1, 53$ datorită supapei cu ecran, ceea ce tinde a arăta o reducere a dispersiunei ciclice ca urmare a turbulenţei. Scăderea concentraţiei CH pare să-şi aibă originea în reducerea stratului limită nears de la perete de către turbulenţa ridicată din camera de ardere.

Producerea turbulenţei mai ridicate cu supape cu ecran afectează natural umplerea şi puterea ; la $\lambda = 0{,}825$ s-a constatat de exemplu :

	fără ecran	cu ecran
p_i kgf/cm²	10,55	8,95
p_e kgf/cm²	6,85	5,25

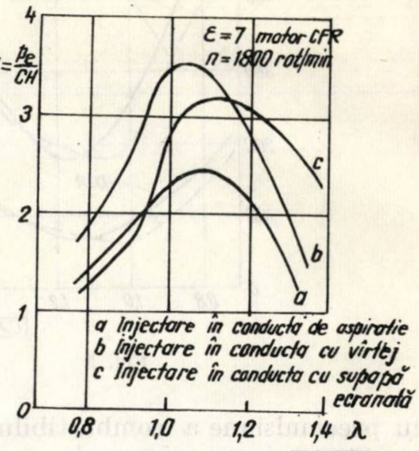


Fig. 9

Deci tendinţa dezvoltării ar fi reprezentată de acea soluţie constructivă care combină într-un domeniu larg de exploatare un maximum de putere cu un minimum de emisiune. Raportul

$$W = p_e/\text{CH} = f\ (\lambda),$$

ar permite o astfel de evaluare atunci cînd atît puterii cît şi emisiei CH li se atribuie aceeaşi importanţă. La o astfel de evaluare, turbionarea din conducta de admisiune ar fi mai favorabilă, conform figurii 9, în domeniul interesat $\lambda = 1{,}0 \ldots 1{,}05$, decît supapa cu ecran şi este mult superioară injectării fără vîrtej în conducta de aspiraţie.

Valori optimale de putere şi emisiune pare că nu se pot obţine decît printr-o combinaţie corespunzătoare a turbulenţei primare şi secundare, ceea ce pare că pînă acum nu s-a experimentat sistematic. Importanta reducere a cifrei octanice necesare la un motor cu aprindere prin scînteie de mare putere prin efectul ejecţiei şi prin turbulenţa în camera de ardere poate să conducă şi la un efect favorabil asupra emisiei de CH.

În condiţiile de exploatare la sarcină totală şi parţială, *momentul aprinderii* este optimizat din punctul de vedere al puterii şi al economicităţii fără să se ţină seama de valorile emisiei. Experienţa arată că şi concentraţia în CO a gazelor de evacuare este în mare măsură independentă de momentul aprinderii ; cu toate acestea însă se poate reduce mult emisia de CH în apropierea „mersului în gol" prin aprindere întîrziată, fapt de care azi se face uz în mare măsură. Turaţia la mers în gol poate fi de asemenea urcată cu succes pentru emisia CH la funcţionarea în antrenare (deschiderea obturatorului mărită de la 5° la 10°), evitîndu-se astfel depresiuni ridicate în conducta de aspiraţie. Cu aceasta însă efectul de frînare al motorului în regimul de antrenare scade apreciabil.

Asupra valorii unei scăderi posibile de CH la mersul în gol datorită aprinderii întîrziate ne dă indicaţii diagrama spaţială CH — CO — AA (AS: avans la producerea scînteii) din figura 10.

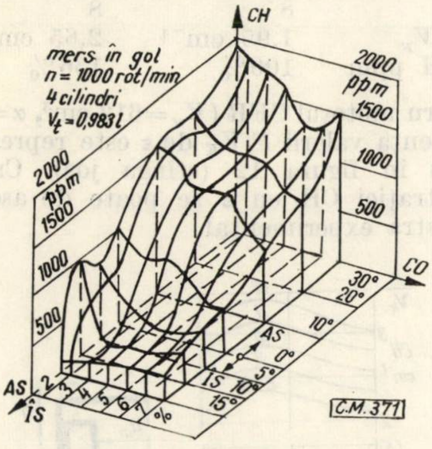


Fig. 10

La amestecul uzual de mers în gol cu 3% CO la motorul încercat de 1 l, 4 cilindri, emisia CH a fost redusă de la CH = 1 720 ppm, cu 30° AS, la CH = 180 ppm., cu 15° I. S. (: întîrziere la producerea scînteii). Pentru a exploata acest avantaj şi într-un domeniu parţial al exploatării de tracţiune ar fi nevoie natural de o automatizare a reglajului aprinderii adaptată corespunzător. O lămurire asupra puternicei influenţe a momentului aprinderii asupra emisiei CH nu poate fi dată deocamdată.

Efectul stratului limită asupra emisiei de CH este interesant. Apariţia hidrocarburilor în gazele de evacuare se explică de cele mai multe ori prin stingerea flăcării în apropierea imediată de peretele camerei de ardere (wall quenching). Nu au lipsit nici experienţele de analiză a produselor de ardere din apropierea peretelui [9], [10] şi s-au tras concluzii asupra grosimii stratului limită nears, care părăseşte camera de ardere împreună cu gazele de evacuare. Indicaţiuni sigure asupra grosimii stratului limită nu se pot da deocamdată. Pe deoparte concentraţiile măsurate la perete nu ating nici pe de parte valorile teoretice (aproximativ 14 000 ppm în loc de 40 500 ppm), iar pe de altă parte grosimea fictivă [10] a stratului limită nears este dată cu o valoare mult prea mare ($x = 0{,}225$ în loc de 0,026 în exemplul de mai sus).

O modelare a unei pelicule nearse la perete în a cărei grosime x, concentraţia de CH, începe să crească la distanţa de circa 1 mm şi creşte progresiv spre perete, ar putea fi de folos pentru continuarea cercetării efectului stratului limită. În cele ce urmează vom arăta mersul calculului, cu toate că măsurarea în vecinătatea peretelui pare să întîmpine încă mari dificultăţi, atîta timp cît domeniul de acţionare a unui ventil de prelevare la perete nu este încă suficient cunoscut. Concentraţia amestecurilor de ardere compuse din aer şi hidrocarburi vaporizate de greutate moleculară cunoscută se poate calcula din presiunile parţiale pentru oricare dozaj (coeficient de aer):

Greutatea moleculară M
Aerul minim necesar pe kg de combustibil
$L_{min} = 11{,}49\ c + 3h$ kg/kg
Coeficientul aerului λ
Constanta universală a gazelor,
$\mathfrak{R} = 847{,}9$ kgfm/kmol · grd
Constanta combustibilului gazos, $R_B = \mathfrak{R}/M$
Constanta aerului, $R_L = 29{,}27$ kgfm/kg · grd
Concentraţia CH în amestecul nears,

$$K = \frac{R_B + \lambda\, L_{min}\, R_L}{R_B \cdot 10^6},\ ppm.$$

La o distribuire omogenă a amestecului în camera de ardere şi la o ardere completă pînă la stratul limită, există următoarea relaţie între concentraţia CH în gazul de evacuare K_A (*ppm*) şi concentraţia K(ppm) a amestecului nears:

$$K_A = \frac{F}{V_K} \cdot x \cdot k,$$

în care:

V_K este volumul camerei de ardere, cm³
F — suprafaţa camerei de ardere, cm²
X — grosimea stratului (limită), cm.

Concentraţia K din amestecul nears de ardere scade, natural, o dată cu creşterea coeficientului de aer (fig. 11 dreapta). La coeficientul de aer $\lambda = 1{,}0$ concentraţia K este:

Combustibil	*K(ppm)*
Propilen C_3H_6	40 800
Propan C_3H_8	40 300
Butan C_4H_{10}	31 400
Benzol C_6H_6	27 200
Pentan C_5H_{12}	25 600
Hexan C_6H_{14}	21 600
Benzină $C_{7,2}H_{13,7}$	19 200
Heptan C_7H_{16}	18 700
Octan C_8H_{18}	16 500

La un raport F/V_K dat şi cunoscînd grosimea x a stratului limită, K_A şi K (fig. 11 stînga) sînt direct proporţionali.

Exemplu :

amestec benzină — aer $\lambda = 0{,}90$;
concentrația CH . . . $K = 21\,500$ ppm;
suprafața /volum $F/V_K = 2{,}75$ cm^{-1};
grosimea fictivă a stratului limită $x = 0{,}004$ cm;

$$F \cdot x/V_K = 11{,}10^{-3};$$

concentrația CH în gazul de evacuare
$K_A = 237$ ppm;

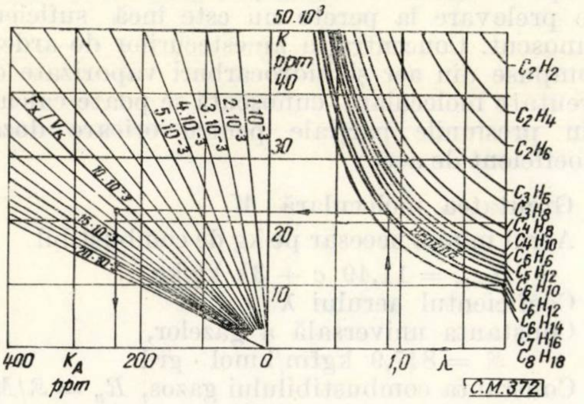


Fig. 11

Deci raportul dintre suprafața camerei de ardere și volumul acesteia joacă un rol decisiv pentru acea parte a concentrației care provine de la stratul limită nears [11].

Alte influențe măresc concentrația CH în gazele de evacuare, dar — din cauza aditivității efectelor — este permis fără îndoială ca influențele să fie tratate individual.

Raportul F/V_K depinde de forma și mărimea camerei de ardere. Deosebit de clare apar aceste raporturi (reprezentate în fig. 12), la motorul

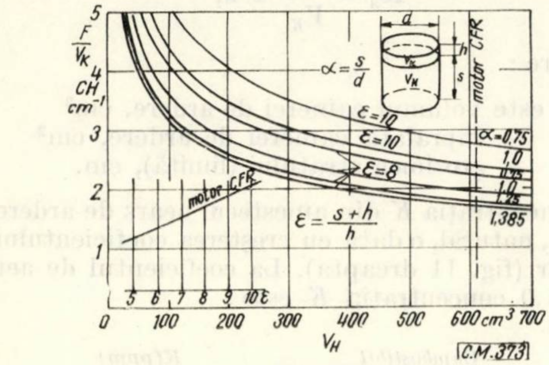


Fig. 12

cu piston plat și camera de ardere cilindrică :

$$\frac{F}{V_K} = \frac{2}{d}\left[2 + \frac{\varepsilon - 1}{\alpha}\right]$$

$$\frac{F}{V_K} = 1{,}843\left[\frac{(\varepsilon - 1) + 2\alpha}{\alpha^{2/3} \cdot V_H^{1/3}}\right]$$

unde :

alezajul	d (cm)
cursa	s (cm)
raportul de comprimare	ε
cursă/alezaj	α
cilindreea	V_H (cm³).

Comprimarea ridicată și construcția cu cursă scurtă măresc raportul F/V_K, în special cilindreele mai mici sînt în dezavantaj față de cele mai mari.

Valoarea F/V_K, la o anumită grosime a stratului limită, reflectă direct concentrația CH în gazul de evacuare. Din punct de vedere fizic ar fi deci justificat să se atribuie motoarelor europene valori CH mai ridicate decît celor americane din cauza cilindreelor mai mici.

Exemplu :

	I	II
V_H	612 cm³	250 cm³
α	1,0	1,0
ε	8	8
F/V_K	1,95 cm⁻¹	2,65 cm⁻¹
CH ppm	100%	136%.

Pentru motorul CFR ($V_H = 612$ cm³, $\alpha = 1{,}385$) dependența valorii F/V_K de ε este reprezentată separat în figura 12 (stînga jos). Creșterea concentrației CH cu ε se poate de asemenea demonstra experimental.

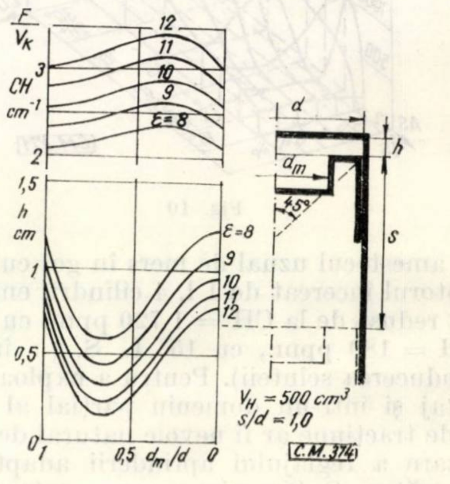


Fig. 13

Camera cupă din chiulasă sau din piston (fig. 13) mărește raportul F/V_K și concentrația CH din gazele de evacuare. În condițiunile geometrice arătate în figură (cupa din piston de formă cilindrică) valorile F/V_K ating un maximum la $dm/d \approx 0{,}30$. În schimb, înălțimea h devine minimă la $d_m/d \approx 0{,}66$, unde pare că are loc efectul de ejectare cel mai ridicat și cea mai scăzută concentrație CH din cauza turbulenței secundare.

Din influența răcirii asupra concentrației CH (fig. 6), se deduce că stratul limită nears de la fundul fierbinte al pistonului — dacă există — va fi mai subțire decît la peretele camerei de ardere. Efectul stratului limită ar trebui, deci, să fie mai mic la motoarele cu cupă în piston, decît la motoarele cu cavitatea de ardere în chiulasa răcită.

O altă sursă de producere a hidrocarburilor nearse din gazele de evacuare sînt acele spații, în care pătrunde amestecul proaspăt în timpul comprimării, nu însă și flacăra. Acestea sînt : spațiul corespunzător înălțimii *h* dintre piston și cilindru deasupra segmenților (fig. 12 și 13), parțial canalurile segmenților și spațiile porilor unei depuneri pe camera de ardere. La cursa de destindere, după terminarea arderii, partea de combustibil nears din concentrația de CH mărește această concentrație. Wentworth [12] apreciază că mai mult de 50% din emisia CH provine ca efect al spațiului corespunzător înălțimii *h*.

Presupunînd un amestec omogen în camera de ardere și o ardere completă în afara spațiilor corespunzătoare înălțimii *h*, (V_S) concentrația CH în gazele de evacuare K_A :

$$V_K \cdot K_A = k \cdot V_K \cdot K \, ; \; K_A = k \cdot K$$

unde :

V_K este volumul camerei de ardere, cm³
V_S — volumul corespunzător înălțimii h, cm³
k — cota-parte a volumului de mai sus
K — concentrația de combustibil în amestecul nears
K_A — concentrația de combustibil în gazele de evacuare.

Dependențele dintre concentrația din gazele de evacuare, din spațiul corespunzător înălțimii *h* și coeficientul aerului sînt redate, pentru hexan, $C_6H/_{14}$, în figura 14.

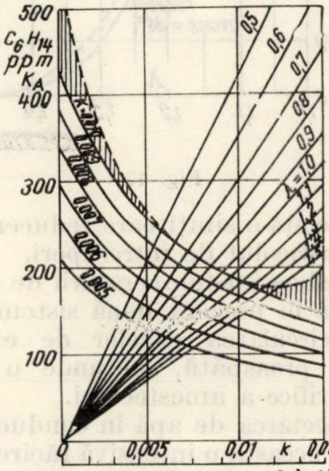


Fig. 14

Pentru un spațiu corespunzător lui *h* de o anumită mărime, concentrația din gazele de evacuare K_A se poate reprezenta și ca funcțiune a coeficientului aerului λ.

Curbele rezultate teoretice au o anumită asemănare cu valorile măsurate, însă se poate stabili de obicei în domeniul $\lambda < 1{,}0$ o creștere bruscă, iar în domeniul $\lambda > 1{,}0$ un minimum cu creștere bruscă aproape de limita întreruperilor. Adevăratul aspect al curbei (punctat) se poate explica ușor prin numărul crescînd al ciclurilor cu ardere incompletă sau al întreruperilor din cauza neomogenității produse în apropierea limitelor de aprindere (amestecuri de benzină-aer se pot aprinde în domeniul coeficientului de aer $\lambda \approx 0{,}5 \ldots 2{,}0$).

O dată cu efectele stratului limită și ale spațiului înălțimii h, se poate explica și creșterea valorilor de emisie CH cu durata de funcționare, care, după cum se știe, au condus la extinderea prescripțiilor California la 50 000 mile = 81 000 km de distanță parcursă.

Depunerile din camera de ardere majorează pe deoparte comprimarea și măresc pe de altă parte suprafața și spațiile corespunzătoare lui *h*. Măsurătorile cunoscute pînă în prezent (fig. 15), care provin de la foarte diferite măsurători de CO și CH după California — Test, ne dau lămuriri mai mult calitative decît cantitative.

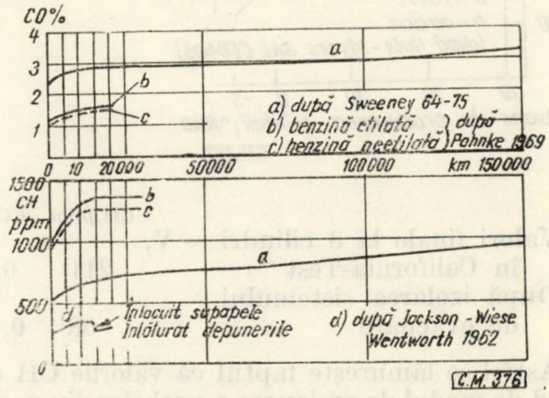


Fig. 15

La influența duratei de funcționare trebuie adăugat și efectul uzurei motorului, de pildă o scăpare crescîndă la segmenți reduce emisia de CH. Dar chiar actualele toleranțe de funcționare pot schimba secțiunea de scăpări în așa măsură încît concentrația CH din gazele de evacuare să se modifice pînă la 60% [12].

În sfîrșit, etanșeitatea supapei de evacuare influențează nemijlocit emisia CH, deoarece la o supapă o neetanșă o parte a produselor nearse scapă în evacuare încă în timpul comprimării și înainte de terminarea arderii.

Post-reacție, cînd există oxigen liber în gazele de evacuare — deci teoretic la $\lambda > 1{,}0$ — poate interveni o reducere apreciabilă a valorilor CO și CH, atîta timp cît temperatura ridicată a gazelor de evacuare se menține suficient de mult timp. Introducerea forțată de aer după supapele de evacuare („Manifeld-Air — Oxydation — System") reduce valorile CO și CH din gazele de evacuare determinate în California-Test cu circa 50%.

Chiar la lipsă de aer, s-a putut constata conform figurii 16, prezența unor post-reacții și reducerea valorilor CH la un sistem de evacuare nerăcit, în special la aprinderea întîrziată [6]. Izolarea sistemului de evacuare și mărirea secțiunilor sale de trecere în scopul majorării perioadei din zona de reacție la cald a fost experimentată cu mult succes în SUA în modul următor [13]:

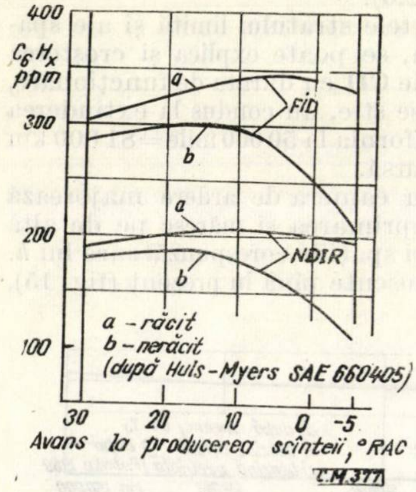


Fig. 16

	CH,*ppm*	CO,%
Valori finale la 8 cilindri — V, în California-Test	211	0,65
După izolarea sistemului de evacuare	58	0,48.

Astfel se lămurește faptul că valorile CH depind de modul de prelevare a probelor din gazele de evacuare și conducerea lor la instrumentele de măsură, deoarece în sistemul de evacuare au loc post-reacții. În plus, se observă de multe ori o neomogenitate a curentului gazelor de evacuare.

În legătură cu concentrația CO și CH a gazelor de evacuare în motorul cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule se mai poate, în sfîrșit, adăuga că reducerea la circa 1/10 . . . 1/5 a majorității valorilor este de pe acum din punct de vedere tehnic posibilă fără a apela la procedeul post-arderii. Doar dereglările care se produc, în special în exploatare poartă vina că motorul cu aprindere prin scînteie a devenit prima sursă de poluare a aerului. Și lucrările din institutul autorului au dovedit că eliminarea în stil mare a acestor defecțiuni de reglaj la motorul policilindric cu un carburator este posibilă cu mijloace simple.

Oxizi de azot. Temperaturile ridicate din camera de ardere conduc și la o oxidare parțială a azotului din aer, formîndu-se NO, care în prezența oxigenului liber se va transforma repede în NO_2. Producerea de NO [14] are loc după o lege exponențială de forma:

$$NO = A \cdot e^{-K/T}$$

în care A, K = constante dependente de coeficientul aerului și de presiune.

Marea toxicitate a acestui gaz și rolul său, încă în discuție, în producerea de „smog" a provocat ca în statul California să fie permise din 1971 doar 4 g NO_x/milă în California-Test (corespunde la circa 1 050 ppm), din 1972 doar 3 g/milă; din 1974 doar 1,3 g/milă.

Făcînd abstracție de dificultățile tehnice ale măsurării, aceste prescripții sînt încă problematice deoarece respectarea prescripțiilor din California, din cauza emisiei de CO și CH, obligă la utilizarea de amestecuri sărace, la care concentrația oxidului de azot atinge un maximum.

După teoria lui Eyzat și Guibet [15] la calculul temperaturii trebuie să se țină seama de propagarea flăcării și de comprimarea gazelor reziduale pentru a realiza un acord între calcul și experimentare, cum se arată în figura 17.

Producerea de NO este mult superioară producerii de NO_2. Maximul de $NO_x \approx \approx 4\,100 \ldots 4\,600$ ppm a apărut la motorul cercetat pentru $\lambda \cong 1{,}12$. Soluția care se deduce contra unei emisii urcate de oxid de azot pare să fie deci depășirea sau rămînerea sub acest raport critic de amestec. Domeniul coeficientului de aer $\lambda = 1{,}00 \ldots 1{,}03$ ar cere însă un reglaj deosebit de precis al amestecului, în schimb însă domeniul coeficientului de aer $\lambda > 1{,}25$ ar avea drept consecință o simțitoare reducere a puterii precum și pericolul de întreruperi.

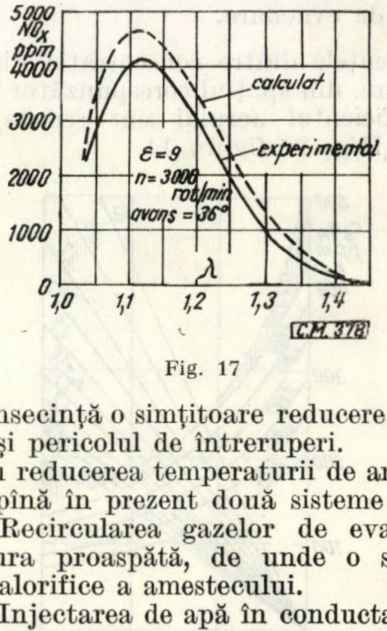


Fig. 17

Pentru reducerea temperaturii de ardere s-au utilizat pînă în prezent două sisteme:

(1) — Recircularea gazelor de evacuare în încărcătura proaspătă, de unde o scădere a puterii calorifice a amestecului.

(2) — Injectarea de apă în conducta de aspirație și prin aceasta o intensivă răcire interioară.

După cum se vede din figura 18 un adaos de gaze de evacuare de 20%, după Nicholls [16] și Newhall [14], la $\lambda = 1$ are același efect ca și injectarea de apă în raportul de greutate W (apă)/B (combustibil) = 1,2, de unde temperatura maximă din camera de ardere se reduce teoretic de la 2 820 la 2 510°K.

După cercetări mai recente americane, umiditatea aerului ar avea de asemenea o influență importantă asupra producerii de NO_x, ceea ce devine plauzibil dacă ne gîndim că raportul de greutate apă-combustibil atinge 1,0 într-un amestec de aer — heptan cu λ = 1,0 şi cu o umiditate relativă de 100% la 45°C. La cercetările experimentale, ambele măsuri s-au dovedit a fi — din cauza lipsei de oxigen — deosebit de eficace în domeniul amestecurilor bogate λ = 1,0 (fig. 19), ceea ce, pentru scara logaritmică a lui NO_x nu reiese atît de evident.

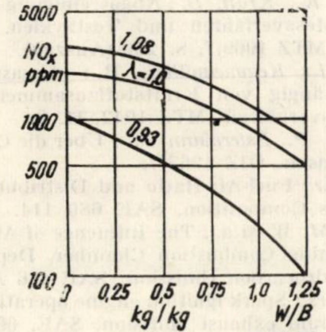


Fig. 18

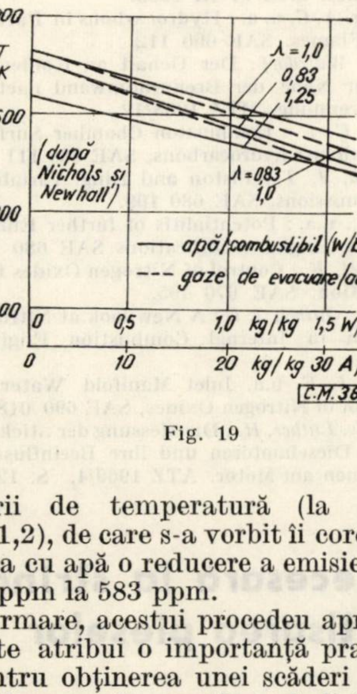


Fig. 19

Scăderii de temperatură (la λ = 1,0 şi W/B = 1,2), de care s-a vorbit îi corespundea la injectarea cu apă o reducere a emisiei de NO_x de la 2 000 ppm la 583 ppm.

Prin urmare, acestui procedeu aproape că nu i se poate atribui o importanţă practică deoarece, pentru obţinerea unei scăderi drastice de NO_x, ar fi necesară o cantitate de lichid de lucru de 2,0 ... 2,2 ori mai mare. Asupra măsurării emisiei de oxid de azot şi influenţării acesteia prin recircularea de gaze de evacuare şi adaos de apă în domeniul cu surplus de aer al motorului diesel, s-a scris recent [17], indicîndu-se şi acolo temperatura de ardere (cînd aceasta întrece 1 500°K) ca cea mai importantă schimbare de regim, care conduce la o concentraţie ridicată de NO_x.

Se ajunge uşor la ideea de a se cerceta cum s-ar putea obţine, în serviciul urban, o scădere a lui NO_x prin renunţarea la regimul sarcinii totale şi la dozajul (λ = 0,85) de presiuni medii maxime. Recircularea gazelor de evacuare în sistemul de aspiraţie are — pe lîngă scăderea lui NO_x — şi efectul de a reduce mult detonaţia, efect puţin luat în considerare pînă acum.

În special combustibilii cu cifră octanică redusă, neetilaţi, pot fi prelucraţi ca să nu provoace detonaţie la un amestec corespunzător de gaze de evacuare în încărcătura proaspătă şi la un raport de comprimare mai ridicat.

Cifra octanică necesară a motorului poate deci să fie redusă prin adaosul de gaze de evacuare şi anume : după cum arată figura 20, în domeniul coeficientului de aer λ = 0,8 — 1,2 pentru 10% în volume de adaos de gaze de evacuare :

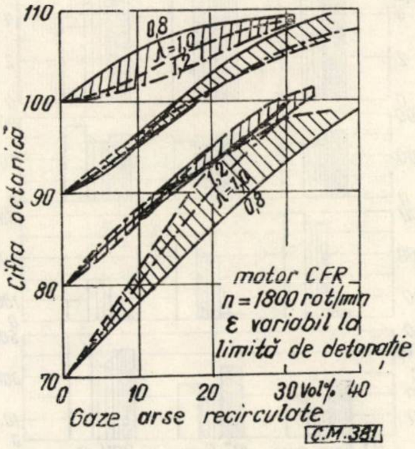


Fig. 20

La combustibil neetilat:	Reducerea cifrei octanice necesare:
cu cifra octanică 70	cu circa 9 unităţi
cu cifra octanică 80	cu circa 7 unităţi
cu cifra octanică 90	cu circa 5 unităţi
cu cifra octanică 100	cu circa 3 unităţi.

Influenţa recirculării de gaze de evacuare asupra emisiei NO_x ar trebui deci să fie cercetată de fiecare dată la limita de detonaţie, ceea ce este foarte uşor la motorul CFR—F—4 cu raport variabil de comprimare. Asupra unor astfel de experienţe vom mai relata pe scurt.

Prin creşterea raportului de comprimare la un adaos crescînd de gaze de evacuare, scăderea puterii şi mărirea consumului specific datorită puterii calorifice reduse a amestecului sînt compensate parţial, ceea ce se constată clar în figura 21.

Presiunea medie p_e arată o reducere aşteptată, o dată cu creşterea coeficientului de aer λ = 0,8 ; 1,0 şi 1,2 şi o dată cu mărirea recirculării de gaze de evacuare (0 — 10% — 20%). Valorile cele mai favorabile ale consumului specific se găsesc ca de obicei, în apropierea lui λ = 1,0. Interesant este faptul că un adaos de 10% gaze de evacuare nu are încă o influenţă remarcabilă asupra consumului specific, care creşte vizibil abia la un adaos de 20%.

Şi aceste experienţe confirmă din nou reducerea puternică a emisiei de NO_x la lipsă de aer

($\lambda = 0{,}8$) în special la un adaos mai ridicat de gaze de evacuare (20 %). Dar şi la $\lambda = 1$, 2, valoarea lui NO_x a putut fi redusă încă de la 5 000 ppm la 1 000 ppm printr-un adaos de 20% de gaze de evacuare. O dată cu creşterea adaosului de gaze de evacuare se poate constata însă şi o creştere a emisiei CH.

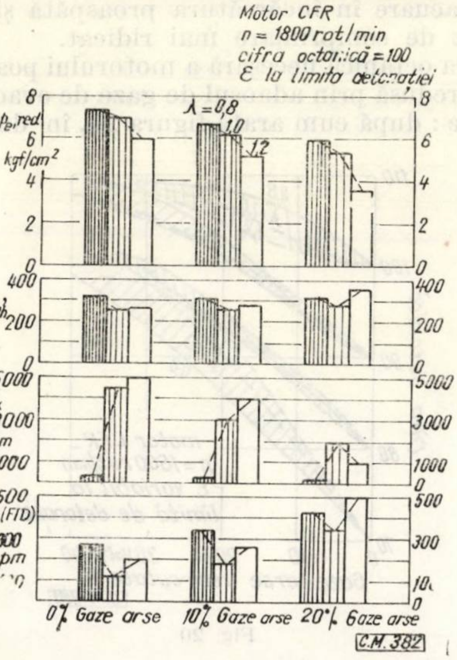


Fig. 21

Toate experienţele descrise au fost făcute la sarcină totală, deoarece, în baza experienţei, aici intervin valorile de emisie NO_x cele mai ridicate. O apreciere definitivă a căii cele mai favorabile de a obţine eventual la sarcină parţială valori de emisie mai bune atît pentru CO cît şi pentru CH şi NO_x va fi posibilă abia după valorificarea altor rezultate de cercetare.

Cunoştinţe, care azi nu sînt încă un bun general al constructorilor de motoare, vor face posibilă precalcularea limitelor de emisie — „croirea pe măsură a gazelor de evacuare".

BIBLIOGRAFIE

[1] *Obländer, K., Kräft, D.* : Abgasreinigung an Kraftfahrzeugen, Messverfahren und Testzyklen. ATZ 1969/4, S. 117 şi MTZ 1969/7, S. 259 (Auszug).

[2] *Richter, L., Kemmelmüller, R.* : Abgaszusammensetzung abhängig von Kraftstoffzusammensetzung und Mischungsverhältnis, MTZ 1942, H. 2.

[3] *Schwanda, P., Estermann, M.* : Über die CO-Messung in Motorabgasen. OIZ 1967/7.

[4] *Eltinge, L.* : Fuel-Air-Ratio and Distribution from Exhaust Gas Composition. SAE 680 114.

[5] *Jackson, M. W.* şi a. : The Influence of Air-Fuel-Ratio, Spark timing Combustion Chamber, Deposits on Exhaust Hydrocarbon Emission. SAE 486 A, 1962.

[6] *Huls-Myers* : Spark ignition engine operation and design for minimum exhaust emission. SAE. 660 405.

[7] *Eberan-Eberhorst, R.* : Probleme der Motorabgase in Ottomotoren. Erdöl-Erdgas 1967/H. 6.

[8] *Caris, F., Nelson, E.* : A New Look at High Compression engines. SAE 61 A, 1965.

[9] *El-Mawla, A. G.* u. a. : Hydrocarbons in Partial Quench Zone of Flames. SAE 660 112.

[10] *Müller-v. Watzdorf* : Der Gehalt an Kohlenwasserstoffen in der Nähe der Brennraumwand nach Abschluß der Verbrennung. MTZ 1968/12.

[11] *Scheffler, C. E.* : Combustion Chamber Surface Area-a Key to exhaust hydrocarbons, SAE 680 111

[12] *Wentworth, J. T.* : Piston and Ring Variables Hydrocarbon Emissions. SAE 680 109.

[13] *Eltinge, L.* u.a. : Potentialitis of further Emissions Reduction by Engine modifications SAE 680 123.

[14] *Newhall, H. K.* : Control of Nitrogen Oxides by Exhaust Recirculation. SAE 670 495.

[15] *Eyzat, P., Guibet, J. C* : A New look at Nitrogen Oxides Formation in Internal Combustion Engines. SAE. 680 124.

[16] *Nicholls, J. E.* u.a. Inlet Manifold Water Injection for Control of Nitrogen Oxides, SAE 690 018.

[17] *Abthoff, J., Luther, H.* : Die Messung der Stickoxid-Emission von Dieselmotoren und ihre Beeinflussung durch Massnahmen am Motor. ATZ 1969/4, S. 124.

CZ 621.983.001.5

Cercetări teoretice privind presiunea necesară la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel

Dr. ing. Constantin ILIESCU — Institutul politehnic — Braşov
Dr. ing. Gheorghe BOANGIU — Institutul politehnic – Bucureşti

Matriţele cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor sînt specifice executării primei operaţii de ambutisare a pieselor. Acestea se deosebesc de matriţele de ambutisare obişnuite prin aceea că strîngerea semifabricatului se face şi pe partea curbă a plăcii active.

Cercetarea teoretică şi experimentală a procesului şi matriţelor cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor la ambutisare a fost abordată cu puţini ani în urmă [5]. Rezultatele obţinute pînă în prezent [6,] [7,] [8,] [9] oferă principalele date aferente proiectării şi exploatării acestor matriţe. De asemenea, acestea au permis şi stabilirea factorilor principali ce determină mărimea presiunii q necesară pentru calculul forţei de strîngere Q a semifabricatului [10], stabilindu-se că această presiune q este o funcţie de forma :

$$q = f(g,\ m,\ r_m,\ d,\ \sigma_r), \qquad (1)$$

unde :

g este grosimea semifabricatului de ambutisat;
m — coeficientul de ambutisare ;
r_m — raza de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare ;

d — diametrul piesei ambutisate;
σ_r — rezistența limită la rupere a materialului semifabricatului.

La ambutisarea cu matrițe cu sistem combinat de strîngere, starea de tensiuni și deformații a materialului se deosebește întrucîtva de cea existentă la ambutisarea cu matrițe obișnuite, deoarece procesul de deformare a semifabricatului se desfășoară aproape în întregime pe partea curbă a plăcii de ambutisare. În momentul cînd semifabricatul în deformare s-a suprapus complet peste suprafața curbă a plăcii de ambutisare, lățimea flanșei plane este foarte mică (fig. 1). În acest moment și ecruisarea materialului semifabricatului este destul de redusă. Pe măsură ce deformațiile cresc, adică pe măsură ce marginea semifabricatului se apropie de poanson, ecruisarea materialului se accentuează. Aceasta va fi maximă întotdeauna la periferia semifabricatului.

Analizîndu-se curbele reale de ecruisare a materialului semifabricatelor în procesul de prelucrare prin presare la rece [1], se constată că la un grad mare de deformare rezistența limită la rupere a materialului crește de două, trei ori, iar materialul se durifică mult. Dat fiind faptul că matrițele cu sistem combinat de strîngere se construiesc astfel tocmai în scopul majorării gradului de deformare a materialului semifabricatului la operația respectivă, pentru a se exploata la maximum capacitatea sa de ambutisare, rezultă că aceste fenomene sînt specifice ambutisării cu asemenea matrițe. Așadar, în acest caz semifabricatul va deveni foarte rigid spre periferia sa, unde deformațiile sînt maxime, opunînd o mare rezistență la intrarea în jocul dintre poanson și placa de ambutisare. În consecință, tensiunile de încovoiere, preponderate în această zonă, ajung la valoarea lor maximă.

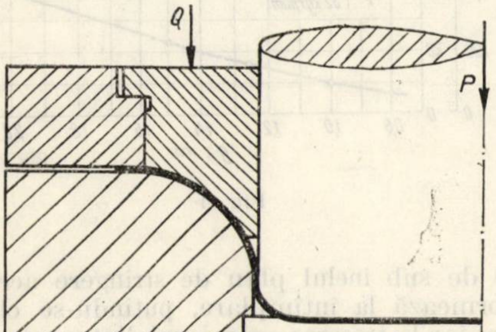


Fig. 1

Pe măsură ce marginea semifabricatului se apropie de poanson, cantitatea de material în exces din flanșă se micșorează. De aceea tendința semifabricatului de a forma cute se atenuează continuu. În consecință, din acest punct de vedere, presiunea ar putea înregistra o scădere continuă (fig. 2) ca în cazul strîngerii plane [2], [3], [4]. Deoarece la îndreptarea semifabricatului, cînd acesta intră în jocul dintre poanson și placa de ambutisare, momentul încovoietor rezistent se poate considera practic constant, rezultă că forța totală de strîngere a semifabricatului va crește cu apropierea marginii semifabricatului de poanson. Deci și presiunea necesară realizării acestei forțe de strîngere va crește înregistrînd o valoare maximă la sfîrșitul procesului de ambutisare.

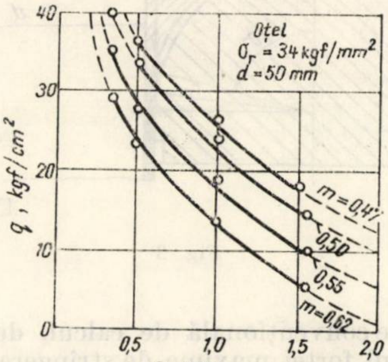


Fig. 2

Din analiza de mai sus, rezultă că forța necesară la strîngerea combinată va înregistra valoarea maximă atunci cînd semifabricatul se va afla numai sub inelul profilat de strîngere. În această ipoteză, studiul analitic al presiunii se va face pe baza schemei prezentate în figura 3. În acest scop, se egalează momentul încovoietor activ produs de forța Q cu momentul încovoietor rezistent al semifabricatului din secțiunea sa la intrarea în jocul dintre poanson și placa de ambutisare.

Momentul încovoietor activ se calculează cu relația:

$$M_i = Qr_m\,(1 - \sin\gamma), \tag{2}$$

iar momentul încovoietor rezistent în secțiunea cilindrică a semifabricatului se determină cu relația cunoscută:

$$M'_i = W\,(1{,}5 + \varepsilon r)\,\sigma_r \tag{3}$$

adică:

$$M'_i = \frac{\pi d g^2}{6}\,(1{,}5 + \varepsilon_r)\,\sigma_r. \tag{4}$$

unde ε_r este alungirea relativă la ruperea materialului semifabricatului.

Egalînd relațiile (2) și (4), se obține relația:

$$Q = \frac{\pi d g^2\,(1{,}5 + \varepsilon_r)\,\sigma_r}{6 r_m\,(1 - \sin\gamma)}. \tag{5}$$

Teoretic, presiunea inelului profilat în cazul strîngerii cu această forță va fi:

$$q_t = \frac{4\,Q}{\pi\,[(d + 2r_m)^2 - d^2]} \tag{6}$$

Trebuie menţionat că presiunea astfel calculată, ca şi presiunea determinată în general la strîngerea semifabricatelor la ambutisare, este

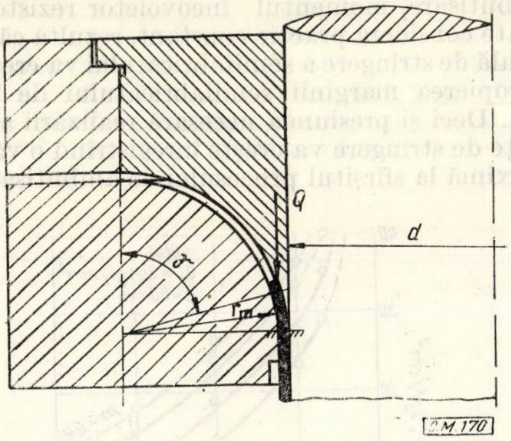


Fig. 3

o mărime convenţională de calcul, deoarece în momentul forţei maxime de strîngere suprafaţa activă a inelului profilat se află numai parţial în contact cu semifabricatul.

Substituind pe (5) în (6) se obţine :

$$q_t = \frac{g^2(1{,}5 + \varepsilon_r)\,\sigma_r}{6r_m^2\,(1 - \sin\gamma)\left(1 + \dfrac{r_m}{d}\right)}. \qquad (7)$$

Aceasta este relaţia generală pentru calculul presiunii necesare la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisare.

Aparent, relaţia (7) nu indică o dependenţă a presiunii şi de coeficientul de ambutisare m. Deoarece $r_m = f(m, d)$, [8], rezultă că această relaţie indică, implicit, o dependenţă şi de m. Deci, studiul analitic efectuat a demonstrat că, într-adevăr, presiunea q este funcţie de principalii factori arătaţi mai sus [1].

În cazul ambutisării pieselor dintr-un anumit material ε_r, şi τ_r se pot considera practic constante, deoarece pentru aceeaşi calitate a materialului tablelor folosite pentru confecţionarea semifabricatelor variaţia acestora este neglijabilă.

Factorii conţinuţi la numitorul relaţiei (7) se referă, în exclusivitate, la geometria sculelor matriţei cu care se ambutisează toate piesele ce au anumite dimensiuni de gabarit. Unghiul γ va avea o valore maximă de 70°, în scopul asigurării rigidităţii suficiente a inelului profilat de strîngere. Singura variabilă independentă, care poate lua diferite valori cînd ambutisarea se face cu aceeaşi matriţă, este grosimea g a semifabricatului. De altfel, aceasta reprezintă factorul de influenţă cu pondere hotărîtoare asupra mărimii presiunii q.

Ţinîndu-se seamă de observţiile de mai sus, rezultă că importanţă mai deosebită prezintă analiza grafică a ecuaţiei (7) în planul $q - g$. În figura 4 se prezintă variaţia presiunii q în funcţie de g, pentru anumite valori ale celorlalţi factori de influenţă, dintre care $\varepsilon_r = 0{,}3$ şi $\gamma = 70°$, cînd pentru ambutisarea pieselor se folosesc semifabricate confecţionate din tablă de oţel.

Comparînd alura curbei din figura 4 cu alura curbelor din figura 2, se observă că acestea sînt complet diferite; la strîngerea plană presiunea q scade cu mărirea grosimii semifabricatului ajungîndu-se ca pentru anumite valori ale raportului g/D, unde D este diametrul semifabricatului plan, strîngerea să nu mai fie necesară [2], [3], [4], iar la strîngerea combinată, dimpotrivă, presiunea q creşte cu mărirea grosimii semifabricatului. Această deosebire rezidă în aceea că în cazul strîngerii plane deformarea semifabricatului pe partea curbă a plăcii de ambutisare nu poate fi urmărită şi, în consecinţă, forţa de strîngere necesară Q nu poate fi măsurată. După ce marginea semifabricatului iese de sub inelul plan de strîngere acesta se deformează la întîmplare, putîndu-se chiar şi cuta, iar la trecerea prin jocul dintre poanson şi placa de ambutisare deformările nepermise sînt înlăturate. Aşa se explică faptul că la ambutisarea cu asemenea matriţe, chiar cînd coeficientul de ambutisare este relativ mare, piesele obţinute au partea cilindrică superioară lucioasă, iar ramura descendentă a curbei forţei de ambutisare în funcţie de cursa activă a poansonului prezintă cîteva paliere, uneori chiar cîteva maxime (fig. 5).

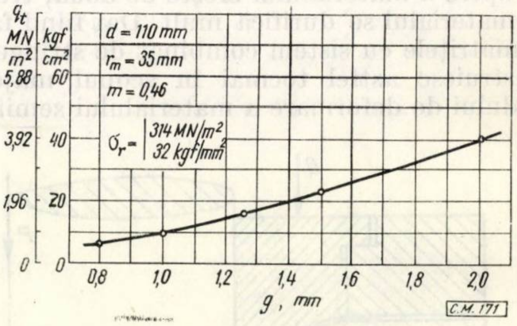


Fig. 4

Dacă la ambutisarea cu matriţe obişnuite, cînd strîngerea semifabricatului se face cu inelul plan, s-ar putea măsura forţa de strîngere, s-ar constata o creştere foarte mare a presiunii q cu mărirea lui g, deoarece raza de rotunjire a muchiei plăcii active se adoptă destul de mică la aceste matriţe, iar relaţia (7) arată că cu micşorarea acestei raze presiunea creşte considerabil. Rezultă că deosebirea dintre alura curbelor $q = q(g)$, obţinute experimental la strîngerea plană (fig. 2) şi analitic cu relaţia (7) la strîngerea combinată (fig. 4), se datorește urmăririi incomplete a fenomenelor ce însoțesc procesul de deformare a semifabricatului la ambutisarea cu matrițe cu inel plan de strîngere.

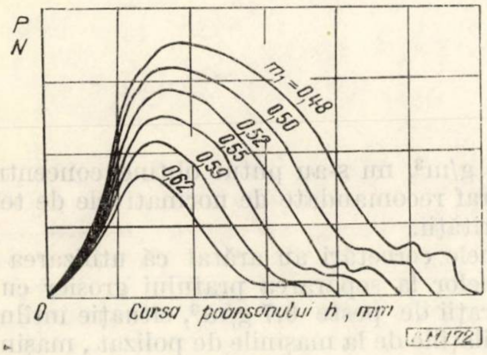


Fig. 5

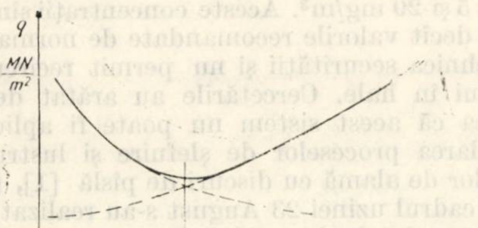


Fig. 6

Analiza atentă a relației (7) duce la concluzia că aceasta are o valabilitate strictă numai în cazul strîngerii semifabricatelor cu o anumită grosime minimă limită. Această relație s-a stabilit avîndu-se în vedere rigiditatea semifabricatului în zona curbă a plăcii de ambutisare. Însă, cu micșorarea grosimii, rigiditatea semifabricatului scade. În consecință, din acest punct de vedere și presiunea q scade (fig. 4). Pe de altă parte, cu micșorarea lui g, se accentuează tendința de cutare a semifabricatului, iar acest fenomen se manifestă de la începutul procesului de deformare cînd semifabricatul se află și sub inelul plan de strîngere. Rezultă că pentru semifabricate cu grosimea mai mică decît o anumită valoare critică g_{cr} presiunea q de asemenea va crește iar alura acestei ramuri a curbei va corespunde cu cea a curbelor înregistrate experimental la strîngerea plană (fig. 2). Pe baza acestor observații se poate afirma că la strîngerea combinată a semifabricatelor este posibil ca presiunea minimă să se înregistreze pentru $g_{cr}^{r} \simeq 1$ mm iar alura curbei reale $q = q(g)$ va fi de forma celei prezentate în figura 6. Această concluzie se justifică prin aceea că presiunea q înregistrează o sensibilă creștere pentru $g > 1$mm iar tendința de formare a cutelor în flanșa semifabricatului este mai accentuată pentru $g < 1$ mm.

Corespondența dintre rezultatele teoretice prezentate mai sus și fenomenele reale ce au loc în procesul de ambutisare cînd matrițele se construiesc cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor constituie un răspuns ce-l va da numai cercetarea experimentală.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăgan, I.* Tehnologia forjării și matrițării vol. I. București, Editura didactică și pedagogică. 1961.

[2] *Oehler-Kaiser. Schnit,* Stanz und Ziehwerkzeuge. Berlin, Springer, 1966.

[3] *Romanovski, V. P.* Spravocinik po holodnoi ștampovke, Moscova-Leningrad, Mașinostroienie, 1965.

[4] *Sofman,* L. A. Osnovi rasciota proțessov ștampovski i prossovania. Moscova, Mașghiz, 1961.

[5] *Iliescu, C.* Sistem combinat de strîngere (plan și curbiliniu) a semifabricatelor la ambutisare. Eficiența sa tehnico-economică. Industria ușoară, nr. 2, febr 1965.

[6] *Iliescu, C.* Sistem combinat de strîngere a semifabricatelor la ambutisare. Soluții constructive. Construcția de Mașini nr. 12, dec 1967.

[7] *Iliescu, C.* Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă de oțel folosind matrițe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor Construcția de Mașini, nr. 5, mai 1968.

[8] *Iliescu, C.* Parametrii geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. Construcția de Mașini, nr. 9, sept 1968.

[9] *Iliescu, C., Nema, E.* Construcția și experimentarea în fabricația de serie a unei matrițe de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. Sesiunea Jubiliară de comunicări din 6—7 dec 1967 Institutul politehnic-Brașov.

[10] *Iliescu, C.* Contribuții la determinarea presiunii necesare pentru strîngerea combinată (plană și curbă) a semifabricatelor la ambutisare. Parametrii geometrici ai noilor scule. Rezumat teză de doctorat, Brașov, 1970.

CZ 628.83 : 628.511.1 :621.928

Realizări noi în construcţia instalaţiilor de separare a prafului din aer la ventilaţiile industriale de la uzina 23 August

Ing. Constantin IONESCU – Uzina 23 August – Bucureşti

În cele ce urmează se vor prezenta cîteva realizări din cadrul uzinei 23 August în domeniul construcţiei separatoarelor de praf cu granulaţie mărită de la ventilaţiile industriale ale camerelor de sablat din turnătorii şi de la maşinile-unelte cum sînt polizoare, maşini de lustruit, de rectificat etc. existente în atelierele mecanice.

Este cunoscut că ventilaţiile industriale absorb aerul cu praf din locurile unde acesta se formează în scopul de a-i reduce concentraţia la valorile recomandate de normativele de tehnica securităţii. Aerul purificat este evacuat de ventilatoare înapoi în hală sau în exterior. În cazul cînd el este recirculat în hală sau în locuri unde lucrează oameni, concentraţia prafului trebuie redusă de la concentraţia existentă la locul de lucru, la concentraţia de maximum 2 mg/m^3, cînd praful prezintă pericol de silicoză, şi 10 mg/m^3 cînd nu prezintă acest pericol. În cazul cînd aerul este evacuat în exteriorul halei, la 2 m deasupra acoperişului, concentraţia de praf trebuie redusă la 150 mg/m^3.

Separarea prafului din aer, de la concentraţia iniţială, caracteristică locului unde se degajă praful nociv, pînă la concentraţiile recomandate de normativele de tehnica securităţii, se realizează cu ajutorul separatoarelor de parf de diferite tipuri.

Pentru concentraţiile de praf pînă la 0,7 g/m^3 şi cu granulaţia sub 70 μ, care constituie un praf fin, caracteristic pentru dezbătătoare, benzi subterane, elevatoare, mori de turnătorie etc. se utilizează, pentru separarea prafului, cicloane umede, în cazul debitelor mici de aer, iar în cazul debitelor mari, rotocloane. Cicloanele umede separă praful din aer pînă la concentraţii de minimum 150 mg/m^3, deci aerul nu poate fi recirculat în hală şi trebuie evacuat în exterior, pe cînd rotocloanele separă praful pînă la concentraţii de 2 mg/m^3, fapt care permite ca aerul să fie recirculat.

O problemă mai dificilă o constituie separarea prafului din aer cu concentraţii între 0,7 şi 30 g/m^3 cu granulaţii între 70 şi 340 μ, care constituie un praf grosier. În acest caz cicloanele şi rotocloanele nu asigură reducerea concentraţiei de praf pînă la valorile recomandate de normele de tehnica securităţii.

Prin utilizarea unor rotocloane la separarea prafului grosier din aer cu concentraţii între 0,7 şi 30 g/m^3, nu s-au putut obţine concentraţiile de praf recomandate de normativele de tehnica securităţii.

Unele cercetări au arătat că utilizarea rotocloanelor la separarea prafului grosier cu concentraţii de peste 0,7 g/m^3, situaţie întîlnită la ventilaţiile de la maşinile de polizat, maşinile de lustruit, de rectificat etc. din atelierele mecanice, conduce la obţinerea unor concentraţii de praf între 5 şi 29 mg/m^3. Aceste concentraţii sînt mai mari decît valorile recomandate de normativele de tehnica securităţii şi nu permit recircularea aerului în hale. Cercetările au arătat de asemenea că acest sistem nu poate fi aplicat la ventilarea proceselor de şlefuire şi lustruire a pieselor de alamă cu discuri de pîslă [1], [6].

În cadrul uzinei 23 August s-au realizat două sisteme tehnologice noi de separare a prafului din aer care se aplică la locurile de muncă unde praful degajat are concentraţii între 0,7 şi 30 g/ m^3 şi granulaţii între 70 şi 340μ.

În cazul utilizării acestor sisteme s-au obţinut următoarele rezultate :

1. La mai multe camere de sablare cu un volum de 40 m^3 şi debit de aer aspirat de 18 000m^3/h, s-a realizat sistemul de separare a prafului din aer reprezentat în figura 1, care este constituit din două cicloane uscate şi două cicloane umede legate în serie. Ciclonul uscat are rolul de a separa praful grosier cu concentraţiile de 0,7 – 30 g/m^3 şi granulaţia 70 – 340μ. Ciclonul umed are rolul de a separa praful fin cu concentraţia sub 0,7 g/m^3 şi granulaţia sub 70μ. Cu acest sistem s-au obţinut concentraţii de praf sub 150 mg/m^3, care nu permite ca aerul să poată fi recirculat, el urmînd să fie evacuat în atmosferă.

Sistemul a fost aplicat şi la camere mai mici, conţinînd numai un ciclon uscat şi unul umed. De asemenea acest sistem mai poate fi aplicat în cazul debitelor aspirate mici, cînd nu este nevoie să se folosească recirculaţia.

2. La alte camere de sablat cu alice, s-a aplicat sistemul de separare a prafului aşa cum este prezentat în figura 2. De la camerele de sablat cu alice, prevăzute cu separatoare şi elevatoare, aerul cu praf, în concentraţie mai mare de 30g/m^3, este aspirat într-un ciclon uscat cu contragreutate. În ciclonul uscat, aerul circulă turbionar la periferie, intensitatea turbioanelor fiind întărită de o şicană elicoidală. În partea

inferioară, curentul de aer își schimbă direcția sub forma unui curent contrar, iese din ciclon prin tubul interior și capacul melc. Datorită forței centrifuge, o parte din praf se separă de curentul de aer pe pereții ciclonului, iar altă parte se separă la schimbarea direcției acestui curent.

Fig. 1. Separarea prafului în două trepte cu ciclon uscat și ciclon umed:
1 — buncăr ciclon umed; *2* — manta cilcon. umed *3* — ventilator; *4* — manta ciclon; *5* — tub central; *6* — melc ciclon umed; *7* — melc ciclon uscat; *8* robinet apă; 9 — injector apă — *10*, inel distribuitor; *11* — buncăr ciclon uscat; *12* — camera beton; *13* — decantor *14* — șubăr; *15* — tub scurgere; *16* — decantor; *17* — cameră beton; *18* — suport *19* — preaplin

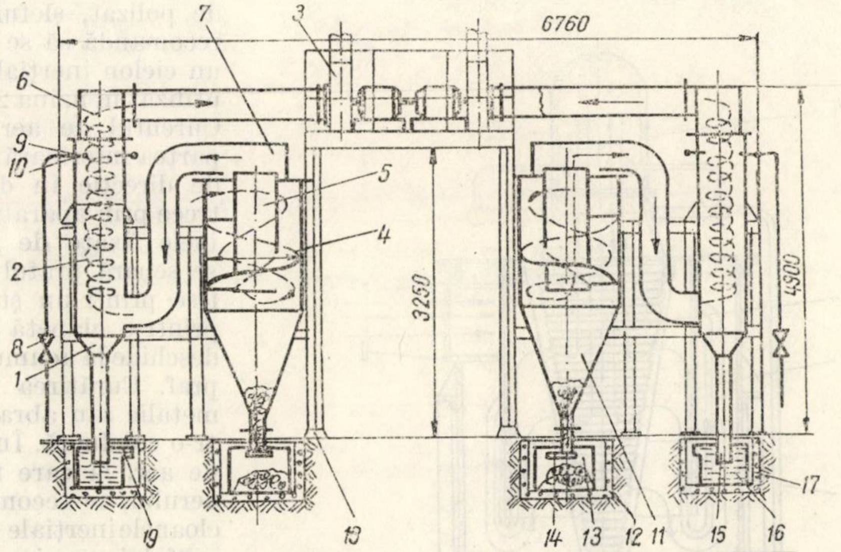
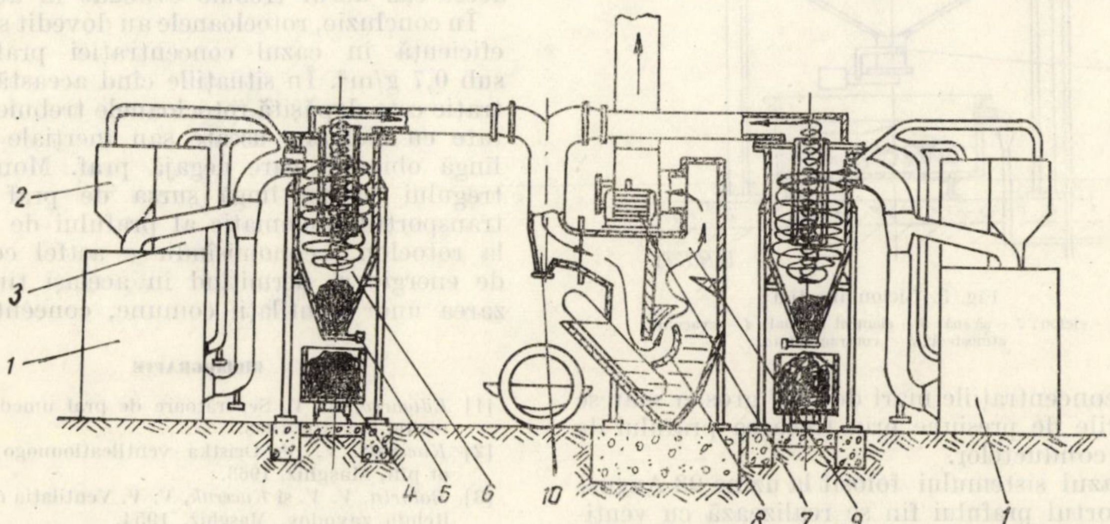


Fig. 2. Separarea prafului în două trepte cu ciclon uscat și rotoclon;
1 — cameră de sablat; *2* — separator; *3* — elevator *4* — vagonet; *5* — contragreutate; *6* — ciclon uscat; *7* — ventilator; *8* — impeler; *9* — evacuarea aerului purificat *10* — buncăr conductă.



Ciclonul uscat reduce concentrația prafului grosier la 0,7 — 30 g/m³ și granulația la 70—340 μ.

Praful depus în buncăr este evacuat într-o cutie metalică așezată pe un rolgang.

După separarea prafului grosier de către ciclonul uscat, curentul de aer transportă mai departe praful fin care intră într-un rotoclon, în care trece printr-un impeler unde se amestecă cu picăturile de apă. Mai departe curentul de aer trece printre niște șicane unde se separă picăturile de apă antrenate în impeler, după care intră într-un ventilator care îl evacuează în atmosferă. În rotoclon se separă praful pînă la concentrații sub 2 mg/m³ și granulații sub 12μ.

Instalația descrisă prezintă următoarele avantaje:

1. Extinde domeniul de aplicare al rotocloanelor, deoarece utilizarea unui ciclon uscat sau a unui ciclon inerțial înaintea rotoclonului, permite rotoclonului să separe praful fin, cu concentrație sub 0,7 g/m³ și granulație sub 70μ, realizînd o separare a particulelor de praf pînă la concentrații sub 2 mg/m³ și granulații sub 12μ. De asemenea acest sistem permite recircularea aerului în mediul înconjurător înlăturînd înlocuirea lui cu un aer aspirat din exterior, care are nevoie de o instalație de absorbție și de încălzire pentru timp de iarnă.

În acest fel extinderea recirculării aerului duce la economii de investiții și energie electrică.

2. În cazul cînd instalația de ventilație din figura 2 ar avea numai rotoclon, curentul de aer ar trebui să transporte praful grosier pe conducte, care uneori sînt foarte lungi. Transportul pneumatic al prafului grosier necesită ventilatoare de transport cu presiune mare, iar pe de altă parte concentrațiile mari de praf grosier măresc pierderile de presiune prin frecarea prafului de pereții conductelor.

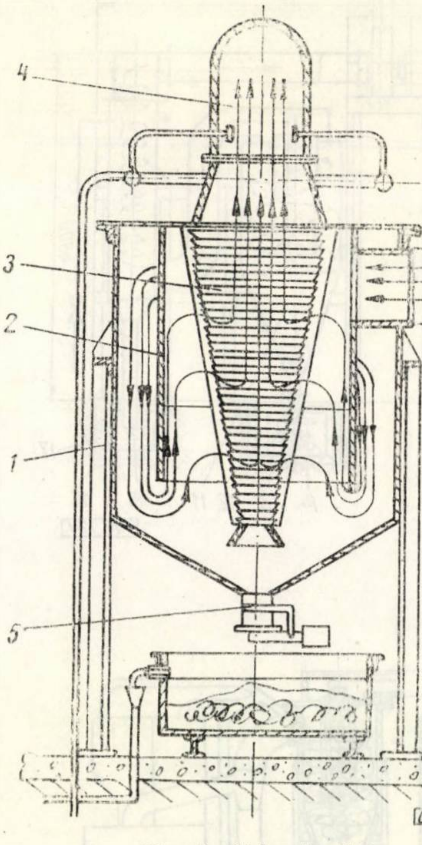


Fig. 3. Ciclon inerțial:
1 – ciclon; 2 – șicană; 3 – element inerțial; 4 – evacuare atmosferă; 5 – contragreutate.

În cazul sistemului folosit la uzina 23 August transportul prafului fin se realizează cu ventilatoare de presiune mică, de unde rezultă o economie importantă de energie electrică și investiții.

3. Sistemul tehnologic prezentat permite centralizarea ventilațiilor în cazul cînd la obiectele ventilate au loc degajări de praf cu concentrații între 0,7 și 30 g/m^3, iar granulații între 340 și 70 μ. În acest caz, utilizîndu-se cîte un ciclon uscat la fiecare obiect industrial ventilat, se poate folosi un rotoclon comun cu debit mare care să servească toate obiectivele ventilate.

4. La funcționarea cu praf grosier, rotoclonul iese rapid din funcțiune din cauza înfundării cu nămol și a căderilor de presiune prea mari pe traseu care depășesc presiunile ventilatoarelor existente la rotocloanele ce se fabrică în țară.

Prin utilizarea rotoclonului în schema folosită la uzina 23 August pentru separarea prafului fin, se înlătură aceste dezavantaje.

În cazul utilizării rotocloanelor la atelierele metalice la care se degajă praf grosier în concentrații mai mari decît 0,7 g/m^3, cum sînt mașinile de polizat, șlefuit, rectificat, degroșat etc., se recomandă să se utilizeze, în loc de ciclon uscat, un ciclon inerțial. Schema ciclonului realizat și utilizat în uzina 23 August, este dată în figura 3. Curentul de aer intră turbionar în ciclon în partea inferioară unde se realizează o schimbare de direcție în dreptul unei șicane după care trece prin aparatul inerțial care conține 60–100 inele fixate de niște suporți. În acest spațiu se separă praful metalic și abraziv, iar aerul iese printr-un ștuț. Praful depus este evacuat printr-o clapetă cu contragreutate. Aceasta se deschide la acumularea unei cantități anumite de praf. Curățirea inelelor de așchiile și praful metalic sau abraziv se face cu apă adusă printr-o conductă. În cazul aspirării unui debit mic de aer, la care nu este justificată recircularea aerului, se recomandă să se utilizeze numai cicloanele inerțiale cu care se asigură o separare a prafului grosier pînă la 150 mg/m^3 (8) și în acest caz aerul trebuie evacuat în atmosferă.

În concluzie, rotocloanele au dovedit suficientă eficiență în cazul concentrației prafului fin sub 0,7 g/m^3. În situațiile cînd această concentrație este depășită rotocloanele trebuie completate cu cicloane uscate sau inerțiale montate lîngă obiectul care degajă praf. Montajul întregului sistem lîngă sursa de praf înlătură transportul pneumatic al prafului de la ciclon la rotoclon, economisîndu-se astfel consumuri de energie și permițînd în același timp realizarea unor ventilații comune, concentrate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Edigarev, E. V.* Separatoare de praf umede. Mașinostroitel, nr. 10, 1968.
[2] *Kuceruk, V. V.* Ocistka ventileationnogo — vozduha ot pîli, Mașghiz, 1963.
[3] *Baturin, V. V.* și *Kuceruk, V. V.* Ventilația mașino-stroitelnîh zavodov, Mașghiz, 1954.
[4] *Rissin, S. A.* Ventilaționnîe ustonovki mașinostroitelnîh zavodov. Iz. Mașinostroenie, 1964.
[5] *Ignatov, A. I.* Spravocinik po tehnike bezopasnosti i proizvodstivennoi sanitari predprieatri mașinostroeniea, Mașghiz, 1962.
[6] Din programul conferințelor de filtre ținut de CEAG — AAF din R. F. a Germaniei la IDT între 8 și 9 mai 1968, Conferința 5.
[7] *White, P.A.F.* ș.a. High-Efficience air filtration. Butterworths, Londra, 1964.
[8] *Kostriukov, V. A.* Otoplenie i ventileațiea, vol. II, Stroizdat, 1965.
[9] *Baturin, V. V.* Osnovî promîșlennoi ventilații, izdatelstvo VȚSPS, 1965.
[10] *Voicu V.* Probleme noi în proiectarea instalațiilor de încălziri centrale și ventilații, București, Editura tehnică, 1964.
[11] *Ionescu, C.* și colectivul. Ventilația la camera de sablaje cu separarea prafului în două trepte. Fișa S.E. Inovații de interes general, nr. 180–181, 1966.

CZ 621.384.613 ; 621.74 : 620.179

Utilizarea betatroanelor Institutului de fizică atomică la controlul nedistructiv al calităţii pieselor turnate

Ing. Iulian MOHOR – Institutul de fizică atomică – Bucureşti
Ing. Ion PANAITESCU – Institutul de fizică atomică – Bucureşti

Tehnicitatea înaltă a maşinilor şi utilajelor, perfecţionarea procesului tehnologic şi reducerea consumului de metal impun aplicarea pe scară largă a metodelor de control nedistructiv al materialelor şi pieselor metalice. După datele publicate de Societatea americană pentru control nedistructiv, în S.U.A. circa 14% din costurile de fabricaţie sînt cheltuite pentru controlul calităţii pieselor; în cazul prototipurilor, aceste costuri se ridică uneori pînă la 35%.

Au fost puse la punct variate metode de control nedistructiv radiografice, ultrasonice, electromagnetice etc. [1], [2]. În prezent, ele se aplică cu rezultate excelente la defectoscopia cusăturilor sudate, a pieselor forjate, laminate etc. Ca rezultat al controlului nedistructiv se constată îmbunătăţirea calităţii pieselor, creşterea siguranţei în exploatare şi reducerea cheltuielilor de fabricaţie.

Deci datorită creşterii competitivităţii produselor, cu deosebire pe piaţa internaţională, cheltuielile pentru control nedistructiv sînt recuperate cu eficienţă economică ridicată. În cazul pieselor turnate însă, care reprezintă o parte deosebit de importantă a construcţiei de maşini, controlul nedistructiv este prea puţin generalizat, mai ales în ţara noastră.

Această stare de lucruri este explicabilă din motive tehnice şi economice. Într-adevăr, piesele turnate prezintă o mare varietate de forme şi dimensiuni, în general complicate, ceea ce pune probleme extrem de dificile de standardizare a metodelor de control. În cazul pieselor turnate din oţel, problemele se complică şi mai mult atunci cînd au pereţii groşi, cînd suprafaţa prezintă asperităţi, iar materialul posedă o structură cu granulaţie mare (mai ales în cazul oţelurilor austenitice), care împiedică folosirea cu eficienţă a metodelor de control ultrasonic.

În actualul stadiu de dezvoltare a tehnicilor de control nedistructiv, principala metodă de defectoscopie a pieselor turnate este radiografierea. Aceasta are dezavantajul unui preţ de cost mai ridicat şi al unei productivităţi mai scăzute, în schimb are avantajul major al unei interpretări directe care furnizează informaţii foarte preţioase despre natura defectului, importanţa lui pentru siguranţa în funcţionare a piesei, cauzele care l-au provocat etc.

Pentru piesele turnate din oţel cu pereţi groşi, adică 50 –500 mm, trebuie folosite radiaţii foarte penetrante, de energie înaltă, generate de acceleratoarele de electroni. Printre acestea se numără şi betatronul. Experienţa şi rezultatele obţinute în străinătate în domeniul controlului nedistructiv al pieselor turnate, cu ajutorul betatroanelor, este suficient de bogată [3], [4], [5], [6]. În lucrarea de faţă, se vor examina însă numai rezultatele obţinute în această direcţie în ţara noastră.

La Institutul de fizică atomică al Comitetului de stat pentru energie nucleară au fost construite în urma unor cercetări proprii două betatroane, de 25 şi 8 milioane electron-volţi (MeV). Ele sînt folosite cu succes de mai mulţi ani la radiografierea pieselor groase, în special a pieselor turnate din oţel [7], [8]. În cele ce urmează va fi prezentată sintetic, cu ajutorul unor exemple concrete, experienţa dobîndită la IFA în direcţia controlului nedistructiv al calităţii pieselor turnate de grosime relativ mare (50 — 400 mm) cu ajutorul betatroanelor proprii.

1. *Betatronul: principiul de funcţionare şi posibilităţile de utilizare*

Betatronul este un accelerator ciclic de electroni bazat pe principiul inducţiei electromagnetice şi este reprezentat schematic în figura 1. El este un aparat complex, care comunică electronilor o energie înaltă, echivalentă cu accelerarea sub o diferenţă de potenţial de ordinul milioanelor sau zecilor de milioane de volţi. Electronii acceleraţi lovesc o ţintă internă şi produc prin frînare radiaţie Roentgen I_γ de mare energie, deci şi de mare putere penetrantă, proprietate ce permite utilizarea în defectoscopie, indicată prin piesa 2 şi filmul radiografic 1.

Betatronul se compune dintr-un electromagnet, care este partea sa principală, precum şi din instalaţii auxiliare: de alimentare, comandă, vidare etc. Electromagnetul 3 se aseamănă cu cel al unui transformator în manta, însă miezul central este de secţiune circulară şi prezintă un întrefier crescător spre margini, în care se găseşte camera de accelerare 4. În camera de accelerare se găsesc injectorul de electroni 5 şi ţinta de frînare 6. Aerul din camera de accelerare este evacuat pînă la o presiune reziduală de circa 10^{-6} torr, cu sistemul pompelor de vidare 7.

Instalaţia de alimentare cuprinde în principal o baterie de condensatoare 8 pentru compensarea factorului de putere, un transformator şi dispozitivele de conectare la rețea. Instalația de comandă 9 cuprinde circuitele electronice care asigură injectarea electronilor în camera de accelerare, precum și controlul de la distanță al funcționării întregului agregat.

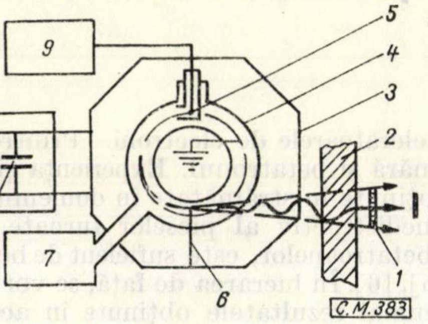


Fig. 1

Dimensiunile și greutatea unui betatron depind în mod hotărîtor de energia sa. Astfel, electromagnetul betatronului de 25 MeV de la IFA cîntărește 3 t, pe cînd electromagnetul betatronului de 8 MeV, construit în același institut, cîntărește numai 120 kg. În prezent la IFA a fost construit și un al treilea betatron de 18 MeV, specializat pentru defectoscopie. Noul betatron are un electromagnet de 500 kg și poate fi transportat la locul de lucru în uzine, pe șantiere etc. pentru efectuarea controlului.

Radiația Roentgen generată de betatron, spre deosebire de cea generată de tuburile Roentgen clasice, este concentrată într-un fascicul destul de îngust, ceea ce ușurează realizarea protecției contra radiațiilor pentru personalul care lucrează în spațiile apropiate.

Puterea penetrantă a radiației se măsoară prin grosimea stratului de material (de exemplu fier), care reduce intensitatea acesteia la jumătate. În cazul betatronului de 25 MeV, această grosime de semiatenuare este de 34 mm fier (față de 8 mm pentru radiația Roentgen de 300 kV și 23 mm pentru cobalt 60). Intensitatea radiației aceluiași betatron este de 150 R/min la 1 m de țintă, ceea ce echivalează cu cea generată de o sursă de cobalt 60 cu activitatea enormă de 7 000 Ci.

Puterea penetrantă și intensitatea determină timpul de expunere. Rezultă că timpul de expunere este, în cazul betatronului, sensibil mai scurt decît în cazul surselor cu cobalt 60. Astfel, spre exemplu, pentru o piesă de oțel de 100 mm grosime, timpul de expunere cu betatronul este mai mic ca 1 min; pentru aceeași piesă controlată cu cobalt 60, expunerea necesară este de circa 20 curie-ore, iar calitatea radiografiei este inferioară.

Într-adevăr, comparația dintre controlul cu ajutorul betatronului și cel cu ajutorul surselor de Co^{60} trebuie completată și din punctul de vedere al calității imaginii radiografice. O imagine radiografică de bună calitate este aceea care pune în evidență defecte mai fine și permite determinarea exactă a formei, dimensiunii și naturii acestor defecte. Calitatea imaginii se exprimă prin grosimea defectului minim detectabil, raportată la grosimea piesei, care se numește sensibilitate relativă de detectare a defectelor și se măsoară cu ajutorul unor mici piese de probă cu defecte artificiale (găuri, șanțuri etc.). În cazul betatronului, datorită unei pete focale de dimensiuni mici (circa 1 mm^2) și unui contrast mai ridicat, se obține o sensibilitate relativă de 0,5–1 %, pe cînd în cazul cobaltului 60 se obține o sensibilitate de 2–2,5 %.

2. *Radiografierea pieselor turnate cu ajutorul betatroanelor IFA*

Începînd din anul 1961, au fost radiografiate cu ajutorul betatroanelor IFA, la început numai cu cel de 25 MeV și apoi cu cel de 8 MeV, numeroase piese turnate din fontă, aluminiu, bronz, dar mai ales din oțel. Betatroanele IFA amintite, fiind fixe și amplasate la sediul Institutului, a fost necesar transportul pieselor de controlat pînă la laborator și înapoi la beneficiar, ceea ce a limitat numărul, gabaritul și tonajul pieselor supuse controlului. Au fost selectate în general piese puternic solicitate, la care o avariere în serviciu poate avea urmări grave, precum și prototipuri ale căror verificări au servit la punerea la punct a unor noi procedee de turnare.

Urmează unele exemple reprezentative recente.

Plăci de măcinare. Au fost controlate prin radiografiere, în decursul anilor 1968, 1969 și 1970, mai multe sute de bucăți de plăci de măcinare din oțel manganos austenitic, necesare morilor de cărbune ale marilor termocentrale. Dimensiunile unei plăci sînt vizibile în figura 2.

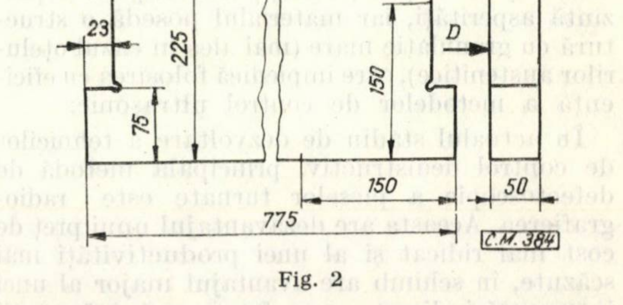


Fig. 2

Direcția de iradiere este notată cu D, în figura 2 și în cele următoare. Greutatea nominală este de 65,5 kg. Conform indicațiilor date de beneficiar, au fost radiografiate numai zonele critice, cîte două pe fiecare placă, marcate în figura 2 prin cotele 150 mm.

S-a lucrat atît cu betatronul de 8 MeV, la distanţa de 0,75 m, cît şi cu betatronul de 25 MeV, la distanţa de 3 m de ţintă. Au fost utilizate filmele radiografice Structurix D10 şi D7 (produse de Gevaert-Belgia), format 18 × 24 cm, între ecrane intensificatoare de plumb cu grosimea de 1 mm. Au fost folosite casete metalice care asigură un contact bun şi uniform între ecranele de plumb şi filmul radiografic. Prelucrarea chimică a filmelor a fost efectuată cu aceleaşi metode ca pentru radiografierea clasică cu energii joase.

Au fost puse în evidenţă la unele plăci defecte provenite din turnare ca : retasuri, sufluri, porozităţi şi fisuri [9]. Interpretarea radiografiilor a fost uneori îngreunată de rugozitatea pronunţată a suprafeţelor piesei, ceea ce nu a împiedicat însă depistarea şi eliminarea acelor piese cu defecte considerate inadmisibile. Limitele de admisibilitate au fost stabilite de beneficiar, „Energoreparaţii'' — Bucureşti, în funcţie de poziţia, natura, dimensiunile şi frecvenţa defectelor.

Piesă polară pentru electromagnet. În anul 1969 a fost controlat un lingou de oţel aliat (tip ARMCO), turnat şi forjat, necesar fabricării pieselor polare ale unui electromagnet de laborator. Grosimea piesei în zona radiografiată (fig. 3) a fost de 405 mm, ceea ce reprezintă cea mai mare grosime radiografiată vreodată în ţara noastră şi este aproape de limita superioară chiar pe plan mondial. Radiografierea a fost efectuată cu betatronul de 25 MeV, la distanţa de ţintă de 3 m, utilizînd filmul radiografic Structurix D7, format 24 × 30 cm, între ecrane de plumb de 2 mm anterior şi 1 mm posterior. În imagine se văd retasuri secundare, aplatisate prin operaţia de forjare, dispuse într-o zonă aflată în axa piesei, avînd lungimi de 60—80 mm şi lăţimi de 5—10 mm. Adîncimea defectelor nu a putut fi determinată decît indirect, prin apreciere, în funcţie de înnegrirea imaginii defectelor. Ea a depăşit 10 mm.

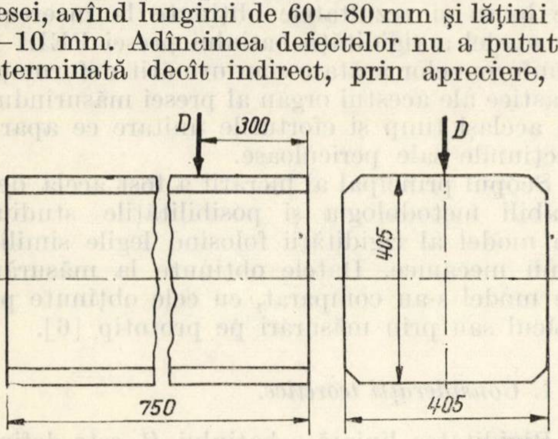


Fig. 3

Sensibilitatea de detectare a defectelor, măsurată cu indicatorul de calitate recomandat de D.G.M.S.I.—I.S.C.I.R., prin normele C 20—65, a fost de 0,5 %.

Corp de ventil. Au fost radiografiate în 1969 trei corpuri de ventil diferite pentru turbinele de 330 MW, la cererea Uzinei de maşini grele — Bucureşti. Grosimea zonelor radiografiate a variat între 200 şi 300 mm. Greutatea unei piese era de circa 0,8 t (fig. 4).

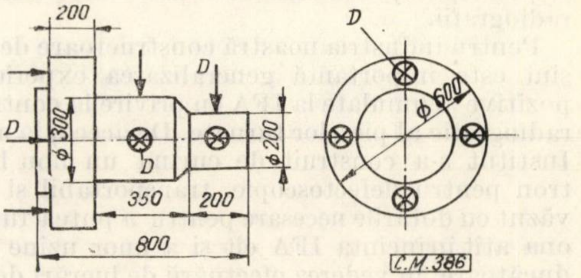


Fig. 4

S-a lucrat cu betatronul de 25 MeV, la distanţa de 3 m de ţintă. Au fost folosite filme Structurix D7, format 18 × 24 cm, între ecrane de plumb de 2 mm anterior şi 11 mm posterior.

În cazul uneia dintre piese au fost puse în evidenţă defecte ca retasuri ramificate, fisuri şi sufluri grupate. Defectele erau orientate preferenţial astfel : în zona cilindrică centrală în lungul axei, iar în zona flanşei terminale radial către periferie. Celelalte două piese nu au prezentat defecte detectabile. Sensibilitatea la indicatorul I.S.C.I.R. a fost cuprinsă între 0,5 şi 1,4 %.

De remarcat că în cazul acestor piese au fost radiografiate zone prezentînd variaţii de grosime pronunţate.

În cazul instalaţiilor Roentgen clasice, radiografierea pe acelaşi film a unor zone de grosime diferită nu este în general posibilă, dacă diferenţa depăşeşte cîţiva milimetri (circa 15 mm pentru radiaţia de 300 kV), decît dacă se folosesc compensatori speciali. În cazul betatronului, diferenţa de grosime ce se poate radiografia în aceeaşi expunere atinge 60 mm, imaginea rămînînd interpretabilă atît în zona subţire cît şi în zona groasă. Această proprietate a radiografierii cu betatronul, numită latitudine, este foarte avantajoasă în cazul pieselor turnate care au deseori forme variate, permiţînd reducerea numărului de radiografii necesare pentru a controla întreaga piesă.

3. *Concluzii şi perspective*

Exemplele de mai sus demonstrează avantajele radiografierii cu betatronul a pieselor turnate :

1. Sensibilitate înaltă de detectare a defectelor interne şi informaţii bogate asupra naturii, dimensiunilor şi importanţei acestora ;

2. Productivitate ridicată a controlului, timp de expunere relativ scurt.

Se subliniază că în cazul pieselor turnate de dimensiuni importante, cum sînt carcasele pentru turbine de mare putere, defectele depistate la o primă radiografiere se remediază prin sudare, după care se procedează la un nou control radiografic. Operaţiile de remediere şi control se pot repeta, rezultînd un volum foarte mare de radiografii.

Pentru industria noastră constructoare de maşini este importantă generalizarea experienţei pozitive acumulate la IFA cu privire la controlul radiografic al pieselor turnate. De aceea, la acest Institut s-a construit de curînd un nou betatron pentru defectoscopie, transportabil şi prevăzut cu dotările necesare pentru a putea funcţiona atît în incinta IFA cît şi a unor uzine producătoare, în vederea efectuării de lucrări de defectoscopie nedistructivă.

Importanţa tehnică şi economică a acestui nou mijloc de control pentru calitatea produselor şi reducerea consumului de metal reiese din cele de mai sus.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nazarov, S. T.* Defectoscopia nedistructivă a materialelor (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[2] *Vlădescu, M.* şi *Doniga, N.* Tehnica defectoscopiei cu radiaţii penetrante. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

[3] *Becker, E.* şi *Slaba, J.* Untersuchungen mit dem tschechoslowakischen Industriebetatron 15 MeV. În : Maschinenbautechnik, 9, nr. 11, 1960, p. 590–592.

[4] *Bly, J. H.* High-energy radiography 1 – 30 MeV. În : Materials evaluation, 22, nr. 11, 1964, p. 15–28.

[5] *Orlov, A. N.* şi *Fakidov, I. G.* Betatronnaia gammadefektoskopiia stali. Moscova, Izd. Akad. Nauk SSSR, 1961.

[6] *Woitschach, J.* Applications of the Brown-Boveri 31–MeV betatron. In : British journ. non-destructive testing, 4, nr. 1, 1962, p. 24–28.

[7] *Leibovici, I.* Radiografierea pieselor metalice groase. În : Tehnica nucleară, 4, nr. 12, 1961, p. 743–752.

[8] *Leibovici, I.* Asupra utilizării betatronului ca generator de radiaţii Roentgen ultradure pentru defectoscopia lingourilor de oţel. În : Metalurgia şi construcţia de maşini, 14, nr. 8, 1962, p. 705–710.

[9] *Ştefănescu, L.* şi *Sarian, A.* Defectele pieselor turnate. Bucureşti, Editura tehnică, 1957.

CZ 621.979–21.001.57

Studiul pe model al rigidităţii statice a batiului preselor mecanice cu un montant

Dr. ing. Virgil MOLDOVAN – Institutul politehnic – Cluj
Ing. Gotfried SANCHEN – Uzina Independenţa – Sibiu

Fabricarea în ţară a unei serii de prese mecanice a impus efectuarea unor studii şi măsurări asupra parametrilor lor principali în vederea ameliorării lor. Printre aceştia rigiditatea prezintă o importanţă deosebită [6].

În general se apreciază că de rigiditatea preselor mecanice depind : precizia de lucru a lor deci calitatea produselor realizate, uzura sculelor, randamentul presei, gradul de uzură a diferitelor organe ale presei etc.

Rigiditatea preselor trebuie în consecinţă să fie cît mai ridicată. Soluţia cea mai raţională din acest punct de vedere este aceea de a găsi acele forme ale secţiunilor presei care să asigure o rigiditate cît mai ridicată paralel cu un consum scăzut de material. Pentru acest motiv este necesar ca la încercarea preselor mecanice o dată cu măsurarea diferitelor deformaţii elastice (depinzînd de ele rigiditatea) să se urmărească şi consumurile de material, controlabile prin valorile eforturilor unitare (coeficienţii de siguranţă) din diferitele organe ale presei şi mai ales din batiu care este principalul consumator de material într-o presă mecanică.

Studiile şi măsurările privind rigiditatea se pot face asupra prototipului maşinii sau asupra modelului acesteia sau a organelor sale principale. Studiul pe model are evidente avantaje faţă de studiul pe prototip întrucît nu necesită nici standuri de încercare costisitoare şi nici cheltuieli mari pentru execuţia modelului propriu-zis. În lucrarea prezentă se arată metodologia de lucru şi rezultatele obţinute la încercarea pe model a rigidităţii batiului presei PELI 10. Conform celor arătate s-au urmărit deformaţiile elastice ale acestui organ al presei măsurîndu-se în acelaşi timp şi eforturile unitare ce apar în secţiunile sale periculoase.

Scopul principal al lucrării a fost acela de a stabili metodologia şi posibilităţile studiului pe model al rigidităţii folosind legile similitudinii mecanice. Datele obţinute la măsurările pe model s-au comparat, cu cele obţinute prin calcul sau prin măsurări pe prototip [6].

I. *Consideraţii teoretice.*

Rigiditatea liniară a batiului R_1 este definită [2], [3], [4], [5] ca raportul :

$$R_1 = \frac{F}{\Delta h}, \quad [\text{tf/mm}] \qquad (1)$$

unde :

F este forţa care solicită batiul, tf ;
Δh – deformaţia elastică a batiului pe direcţia de acţionare a forţei, mm.

Se mai exprimă de asemenea rigiditatea unghiulară a batiului:

$$R_2 = \frac{F}{10^6 \operatorname{tg}\alpha}, \quad \left[\frac{\text{tf}}{\mu\text{m/m}}\right] \tag{2}$$

în care α este unghiul de arcuire al batiului presei ca efect al deformaţiei sale elastice (fig. 3).

La măsurările făcute pe model s-a aplicat legea lui Cauchy [7]. Conform acestei legi dacă se notează cu indicele m datele referitoare la model, cu r cele referitoare la maşina reală şi cu c_l scara de transformare (coeficient de similitudine) a lungimilor atunci:

$$F_m = F_r \cdot c_l^2 \frac{E_m}{E_r}, \tag{3}$$

unde:

E_m respectiv E_r sînt modulele de elasticitate ale materialului modelului şi ale batiului real.

Relaţia (1) se poate scrie deci pentru model:

$$R_{1m} = \frac{F_m}{\Delta h_m} = R_{1r} \cdot c_l \cdot \frac{E_m}{E_r} = \frac{R_{1r}}{K} \tag{4}$$

unde:

$R_{1r} = \frac{F_r}{\Delta h_r}$ este rigiditatea batiului real,

$$c_l = \frac{\Delta h_m}{\Delta h_r} \quad \text{şi} \tag{5}$$

$$K = \frac{E_r}{E_m} \cdot \frac{1}{c_l}. \tag{6}$$

La fel pentru rigiditatea unghiulară se obţine:

$$R_{2r} = R_{2m} K_1 \tag{7}$$

unde:

$$K_1 = \frac{E_r}{c_l^2 E_m}. \tag{8}$$

În privinţa eforturilor unitare s-a procedat în mod similar. Cunoscînd valoarea eforturilor unitare măsurate pe model σ_m se pot calcula eforturile unitare reale σ_r conform relaţiei:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_r} = \frac{E_m}{E_r}. \tag{9}$$

II. Partea experimentală.

În vederea măsurării rigidităţii şi eforturilor unitare s-a executat un model (fig. 1) al batiului presei redus la scara $c_l = \frac{1}{5}$. Ca material s-a folosit plexiglasul ($E_m = 2{,}8 \times 10^4$ kgf/cm² $\sim 3 \times 10^4$ kgf/cm²).

Pentru încărcarea modelului sub sarcina statică s-a folosit un stand de încercare adecvat (fig. 2). Standul a fost astfel proiectat încît să se poată utiliza pentru o gamă cît mai largă de prese. În acest scop s-au studiat parametrii principali (dimensiuni de gabarit, forţa de presare) ai preselor mecanice avînd forţa de presare între 6,3~400 tf, pentru care de altfel a şi fost proiectat standul.

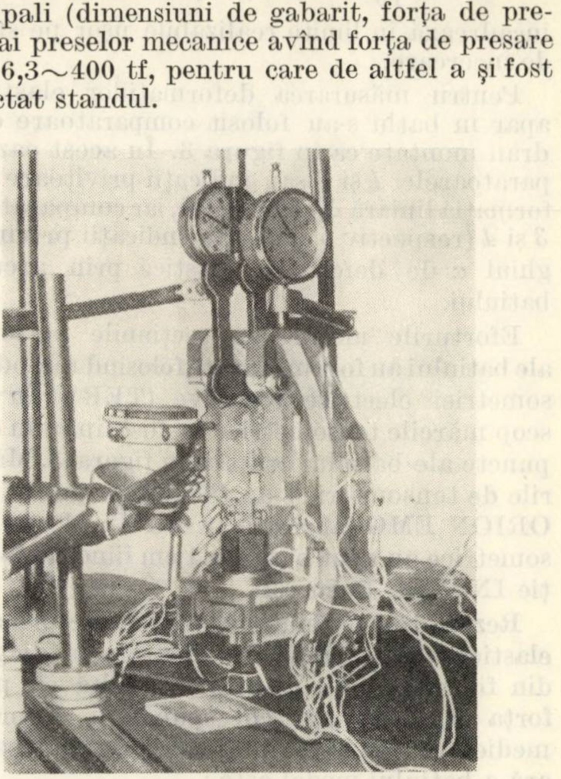


Fig. 1

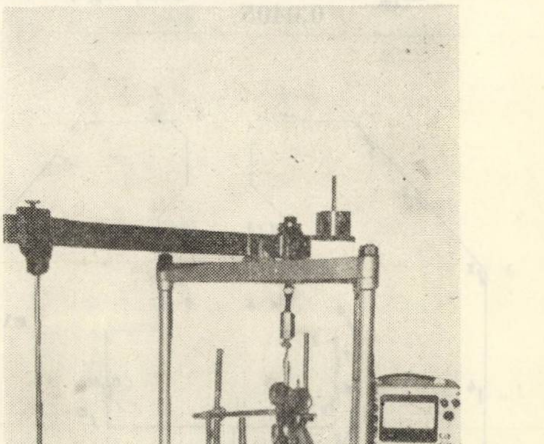


Fig. 2

Din acest studiu a rezultat că dimensiunile modelelor preselor se obţin în condiţii optime atunci cînd se aplică scara $c_l = \frac{1}{5}$ pentru prese pînă la 100 tf, iar în intervalul 100 – 400 tf, scara $c_l = \frac{1}{10}$. În acest fel şi forţele F_m se încadrează în limite realizabile uşor pe standul de încercare.

Pentru măsurarea deformaţiilor elastice ce apar în batiu s-au folosit comparatoare cu cadran montate ca în figura 3. În acest caz comparatoarele *1* şi *2* sau indicaţii privitoare la deformaţia liniară Δh a batiului, iar comparatoarele *3* şi *4* (respectiv *5* şi *6*) dau indicaţii privind unghiul α de deformare elastică prin arcuire a batiului.

Eforturile unitare în secţiunile periculoase ale batiului au fost măsurate folosind metoda tensometriei electrice rezistive (TER). În acest scop mărcile tensometrice au fost lipite în cîteva puncte ale batiului arătate în figura 3. Măsurările de tensometrie s-au făcut cu o punte de tip ORION EMG fabricată în R.P.U. Mărcile tensometrice au avut baza de 1 cm fiind de fabricaţie INCERC-Bucureşti.

Rezultatele obţinute în privinţa deformaţiilor elastice ale batiului sînt ilustrate în diagrama din figura 4. Din diagramă rezultă că pentru forţa $F_m = 10$ kgf corespunde o deformaţie medie $\Delta h = 0{,}0405$ mm. Deci rigiditatea liniară a batiului-model este :

$$R_{1m} = \frac{10}{0{,}0405} = 250, \text{ kgf/mm.}$$

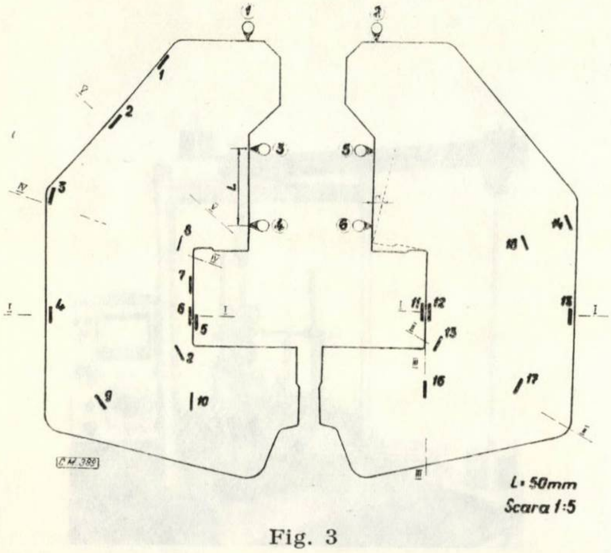


Fig. 3

La fel rigiditatea unghiulară R_{2m} rezultă dacă se iau în considerare rezultatele comparatoarelor 3 – 6 :

$$R_{2m} = \frac{10}{10^6 \times 0{,}000513} = 0{,}0195, \text{ kgf/}\mu\text{m/m.}$$

Pe baza datelor obţinute pe model se calculează aceiaşi parametri ai batiului real.

$$R_{1r} = R_{1m} \cdot K = 250 \ \frac{1{,}2 \times 10^6}{3 \times 10^4} \cdot 5 =$$

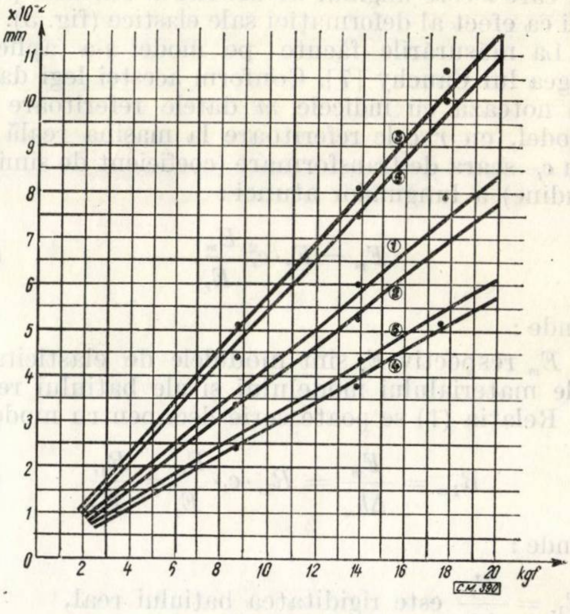


Fig. 4

$$= 50\,000 \text{ [kgf/mm]} = 50, \text{ tf/mm.}$$

$$R_{2r} = R_{2m} \cdot K_1 = 0{,}0195 \times 10^3, \text{ kgf/}\mu\text{m/m} =$$

$$= 0{,}0195, \text{ tf/}\mu\text{m/m.}$$

Eforturile unitare σ_r obţinute prin măsurări pe model sînt arătate în tabela 1. Aici este vorba numai de eforturile unitare de pe contur din secţiunile $I - I$, pînă la $V - V$. În restul punctelor din batiu sînt date numai valorile deformaţiilor specifice ε_m măsurate prin TER. Valorile eforturilor unitare din batiul real σ_r sînt calculate cu relaţia 9. Calculele s-au făcut luînd pentru fontă $E_r = 1{,}2 \times 10^2$ kgf/cm² aceleaşi ca la măsurările pe prototip.

În aceeaşi tabelă sînt trecute şi datele similare obţinute la măsurările pe prototip.

III. Concluzii

1. Metoda studierii pe model a rigidităţii şi eforturilor unitare dă rezultate apropiate de măsurările efectuate pe prototip. Notînd cu *r* datele obţinute pe batiul real, plecînd de la model şi cu *p* cele obşinute direct pe prototip rezultă pentru cazul studiat, în privinţa rigidităţii, următoarele valori :

$R_{1r} = 50$ [tf/mm] faţă de $R_{1p} = 55$ [tf/mm],

$R_{2r} = 0{,}0195$ [tf/µm/m] faţă de $R_{2p} =$

$= 0{,}02$ [tf/µm/m].

Tabela 1

Marca nr.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
model $F_m = 10$ kgf	ε_m	-18	-49	-49	-54	$+113$	$+110$	$+89$	$+36$	-47	$+33$	$+104$	$+75$	$+67$	-58	–	$+18$	-40	-33
	σ_r	-22	-59	–	-65	$+135$	$+132$	$+107$	–	–	–	$+125$	$+90$	-81	–	–	–	–	–
prototip $F_r = 10$ tf	ε_p	-18	-57	-47	-63	$+97$	$+97$	$+91$	$+29$	-32	–	$+91$	$+74$	-67	-57	-29	$+17$	-34	-40
	σ_r	–	-68	–	-76	$+117$	$+117$	$+109$	–	–	–	$+109$	$+89$	$+80$	–	–	–	–	–

În privinţa deformaţiilor specifice şi a eforturilor unitare de pe contur, comparaţia rezultă din tabela 1.

Unele diferenţe între valorile obţinute la măsurarea fie a deformaţiilor fie a eforturilor unitare pe model şi prototip se datoresc unor mici neconcordanţe dimensionale posibile între dimensiunile modelului şi prototipului. De asemenea unele neconcordanţe între valorile arătate se datoresc şi faptului că lipirea mărcilor tensometrice pe model nu s-a putut face exact în aceleaşi puncte ca pentru prototip.

2. Analizînd rezultatele obţinute la studiul pe model rezultă că acestea sînt concludente în ceea ce priveşte maşina reală şi calculul ei şi deci metoda poate fi folosită în viitor la astfel de studii, dovedindu-se mai expeditivă şi bineînţeles mai economică decît metoda măsurării pe prototip.

3. Concluziile privind rigiditatea şi eforturile unitare a batiului presei PELI 10 rezultate din calcul sau în urma măsurărilor pe prototip sînt valabile şi în cazul celor efectuate pe model [6].

4. Studiul pe model permite analiza mai multor variante în vederea găsirii soluţiei optime din punctul de vedere al rigidităţii şi eforturilor unitare a batiurilor preselor mecanice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mäkelt, H.* Die mechanischen Pressen. München, Carl Hanser Verlag, 1961.

[2] *Lanskoi, E. N.* Vibor raţionalnih rozmerov secenia staninî pressov otkrîtovo tipa. Issledovania v oblaşti ştampovocinovo proizvodstva, sbornik nr. 5 Moscova, Maşghiz, 1960

[3] *Hala, M.* Tuhost tvařecích stroju. În : Strojirenstvi, nr. 4, 1959.

[4] *Olivo, G.* Prüfung der statischen Steife von Exzenter-und kurbelpressen. În : Maschinenbautechnik, 13 nr. 7 iulie 1964.

[5] *Moldovan, V.* ş.a. Asupra rigidităţii preselor mecanice cu un montant. Buletinul ştiinţific al Institutului politehnic Cluj nr. 9, 1966.

[6] *Moldovan, V.* ş.a. Studiul rigidităţii statice a preselor PELI 6,3 şi PELI 10. În : Metalurgia nr. 5, 19670.

[7] *Moldovan, V.* Cîteva consideraţii privind studiul pe model şi criteriile de similitudine în domeniul tehnicii forjării metalelor. În : Metalurgia nr. 5, 1969.

CZ 621.74 : 621.928 : 4.628.511

Propuneri privind perfecţionarea hidrocloanelor destinate desprăfuirii aerului în turnătorii

Ing. Chiril MONEANU

Hidrocloanele sînt utilaje pentru desprăfuirea aerului şi gazelor prin procedeul umed. Gradul lor de separare, în condiţii de exploatare normală, depăşeşte procentul de 99%.

Hidrocloanele reţin atît prafurile grosiere cît şi pe cele fine. Pentru unele gaze, separarea umedă în hidrocloane joacă şi un rol de degazare deoarece, între elementele gazelor de desprăfuire şi elementele lichidului de separare pot avea loc diverse reacţii chimice.

Temperatura maximă a gazelor la intrarea în hidrocloane poate fi de 200÷220°C. În cazul unor amenajări speciale această temperatură poate fi depăşită.

În prezent, separarea umedă se realizează în mai multe variante constructive de hidrocloane.

Hidrocloanele de serie mare fabricate în ţară sînt de tipul rotocloanelor N (fig. 1). Ele se compun dintr-o carcasă cu două compartimente separate prin şicane identice, dintr-o bandă racloare şi din instalaţii auxiliare (încălzire, alimentare cu apă, alimentare cu energie electrică etc.).

Deşi funcţionarea acestor hidrocloane este simplă, totuşi în exploatare se ivesc unele defecţiuni care duc la scăderea gradului de desprăfuire şi la diferite avarii.

Principalele avarii se datoresc atît neglijenței și necunoașterii modului de exploatare de către personalul de întreținere, cît și imperfecțiunii construcției.

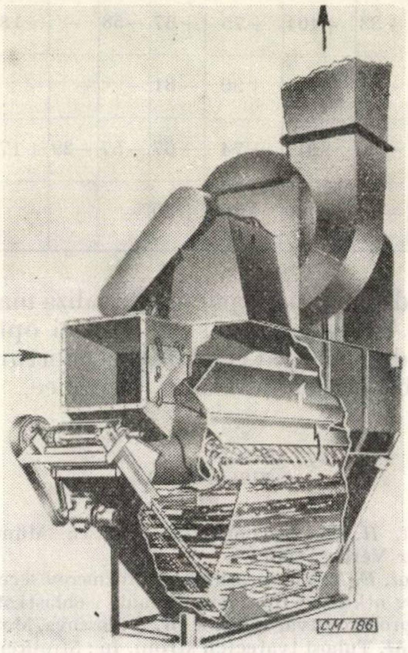


Fig. 1

Unele dintre deficiențele observate în exploatarea acestor hidrocloane sînt :

— menținerea nivelului apei mult sub pragul inferior al șicanelor, situație care conduce la scăderea gradului de desprăfuire, menținerea nivelului apei mult peste pragul inferior al șicanelor, situație care conduce la reducerea debitului de aer desprăfuit, la pierderi mari de presiune și la consum mare de apă ;

— consum mare de apă evacuată la canal și în atmosferă prin sistemele prea plin și de reținere a picăturilor de apă din aerul desprăfuit ;

— punerea în funcție a benzii racloare nu se face întotdeauna o dată cu ventilatorul, situație care conduce la blocarea benzilor și implicit la arderea motoarelor, la ruperea danturii reductoarelor, la ruperea lanțurilor de transmisie etc. ;

— îmbinările dintre piesele interioare ale hidroclonului sînt neetanșe, fapt care permite trecerea directă a aerului nedesprăfuit în ventilator și apoi în atmosferă.

— poziția șicanelor la hidrocloane nu este întotdeauna perfect orizontală.

Menținerea nivelului apei la pragul inferior al șicanelor și reglarea debitului de aer la hidrocloane constituie condiția de care depinde în mare măsură gradul de desprăfuire. Pentru verificarea continuă a nivelului optim de apă în hidroclon este necesar să se monteze la unul din capetele șicanelor o sticlă de nivel (fig. 2). Nivelul optim al apei în hidroclon va fi marcat pe sticla de nivel printr-o zonă transparentă a tubului de sticlă cuprinsă între două zone vopsite într-o culoare închisă (roșu). Legătura sticlei la hidroclon se face printr-o țeavă de comunicație la partea inferioară a sistemului și un furtun de cauciuc la partea superioară.

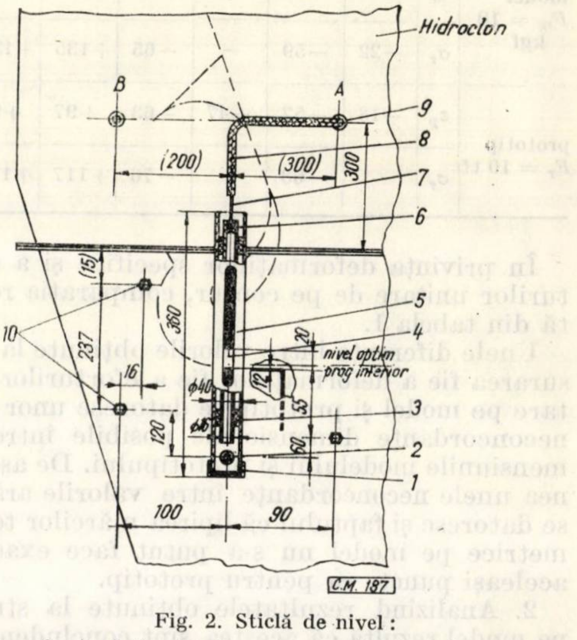


Fig. 2. Sticlă de nivel :

1 — capac ; *2* — țeavă ; *3* — dop de cauciuc ; *4* — sticlă de nivel ; *5* — carcasă armătură ; 6 — dop ; *7* — țeavă ; 8 — furtun de cauciuc ; *9* — ștuț de presiune. 10 — șuruburi).

Racordarea furtunului de cauciuc la hidroclon se face printr-un ștuț de comunicație cu zona interioară a șicanelor (zona aerului cu praf). Simetric față de axa sticlei, în puntul *B* figura 2, se montează un alt ștuț care comunică cu zona exterioară a șicanelor. Cele două ștuțuri vor permite măsurarea pierderilor de presiune în șicane prin legarea unui tub *U* la cele două ștuțuri *A* și *B*.

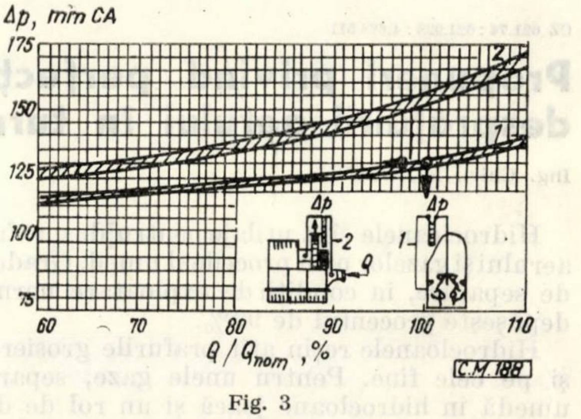


Fig. 3

Curbele din figura 3 indică pierderile de presiune în șicane *1* și în hidroclon *2* la diferite debite în raport cu debitul nominal de 100 % și la un nivel optim al apei în șicane.

Nivelul optim al apei în hidroclon este cuprins între 0 ÷ 12 mm față de pragul inferior al șicanelor (fig. 4). El corespunde cu zona transparentă de pe sticla de nivel cînd hidroclonul este pus în funcţiune.

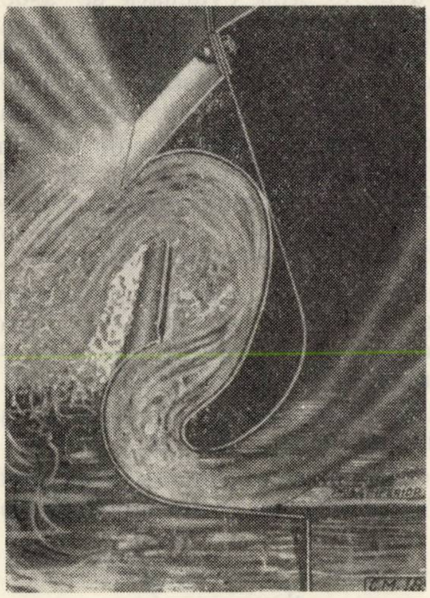


Fig. 4

Debitul nominal al hidroclonului este caracterizat ca fiind debitul care corespunde pierderii minime de presiune şi nivelului optim al apei în hidroclon.

Pierderea minimă de presiune în şicane este de circa 130 mm C.A.

Funcţionarea hidroclonului cu o pierdere minimă în şicane şi un nivel de apă optim reprezintă regimul cel mai favorabil de funcţionare al hidroclonului. La acest regim de funcţionare, eficienţa desprăfuirii este maximă şi poate atinge procentul de 99%.

În figura 5 se prezintă curbele pierderilor de presiune la debite mai mari decît debitul nominal măsurat la hidroclonul tip R. 28 — 00.00 şi pierderile de presiune la debite mai mici decît debitul nominal, măsurat la hidroclonul R. 12 — 00.00, la diverse nivele de apă în şicane.

Curba îngroşată reprezintă pierderile de presiune în cazul funcţionării hidrocloanelor la debit nominal cu variaţia nivelului apei în şicane.

Regimul optim al hidroclonului este marcat prin punctul de intersecţie al celor două săgeţi.

Se poate observa că pierderea de presiune scade prin scăderea nivelului apei sub pragul şicanei. Această scădere este explicabilă deoarece particulele de apă antrenate de aer prin şicane sînt tot mai puţine. În acest caz şi gradul de desprăfuire scade.

La măsurătorile efectuate la două hidrocloane diferite a rezultat că la o creştere a nivelului apei cu 15 mm, peste nivelul optim, randamentul desprăfuirii se menţine în limitele 98 ÷ 99%, în schimb creşte pierderea de presiune şi ca urmare scade debitul de aer vehiculat.

Scăzînd nivelul apei în hidroclon cu 100 mm, sub pragul inferior al şicanelor randamentul hidroclonului scade sub 90%.

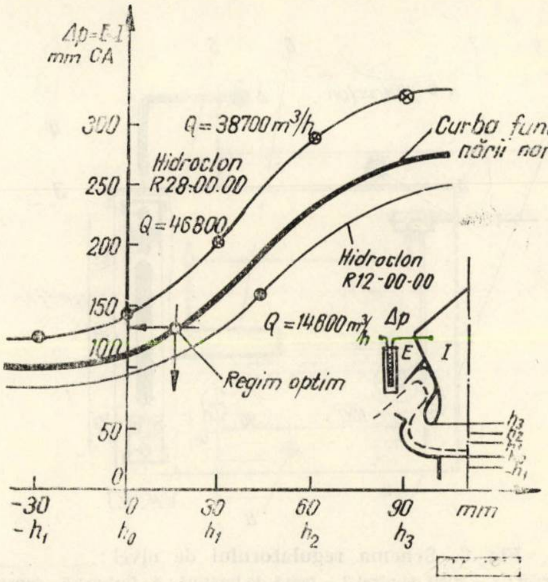


Fig. 5

În tabela 1 sînt trecute rezultatele unor măsurători efectuate la două hidrocloane de mărimi diferite.

Tabela 1

Tipul hidroclonului	Debit măsurat m³/h	Pierderi de presiune, în şicane, mmCA	Nivelul apei faţă de prag, mm	Concentraţia de praf, la intrare, gr/m³	Concentraţia de praf la ieşire, gr/m³	Randamentul desprăfuirii, ε %
R.28—00.00	46 800	200	+25	8,6	0,095	99
R.12—00.00	14 600	160	+35	—	—	—
R-28—00.00	48 900	100	—100	8,4	1,2	86

Din cifrele cuprinse în tabelă se poate deduce că prin scăderea nivelului apei sub pragul inferior al şicanelor gradul de desprăfuire scade foarte mult.

Pentru menţinerea apei la nivel optim, este necesar să se realizeze o alimentare continuă cu apă cu atît mai mult, cu cît reţinătorii de picături ai hidroclonului nu opresc decît o cantitate redusă de apă din aerul desprăfuit.

Iniţial sistemul de alimentare cu apă să făcea automat prin robinet electromagnetic comandat de doi poli de nivel (peste nivel şi sub nivel). Acest sistem de alimentare fiind complicat,a fost scos din construcţia hidrocloanelor şi înlocuit cu o simplă gură de deversare.

Pentru reducerea consumului de apă în caz de prea plin şi alimentarea cu apă în caz de prea gol, se propune ca alimentarea să se facă printr-un rezervor cu flotor care reglează debitul la diverse nivele.

Principiul de funcționare al alimentării cu flotor este indicat schematic în figura 6. Sistemul de alimentare va fi prevăzut cu mecanisme de reglaj fin al nivelului apei în hidroclon.

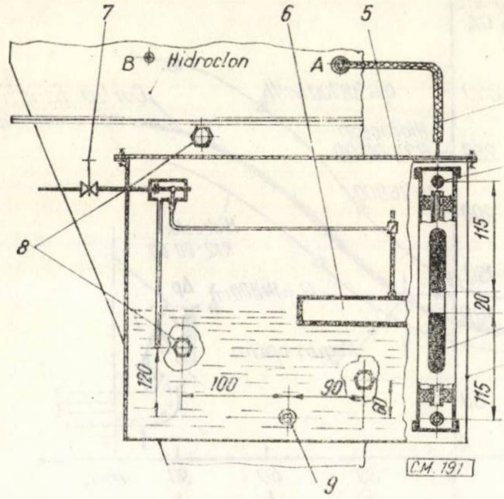


Fig. 6. Schema regulatorului de nivel:
1 – rezervor; *2* – sticlă de nivel *3* – țeavă de legătură; *4*–furtun; *5*–capac; *6* – plutitor, *7* – robinet; *8* – șuruburi de la șicanele hidroclonului *9* – țeavă de legătură la hidroclon.

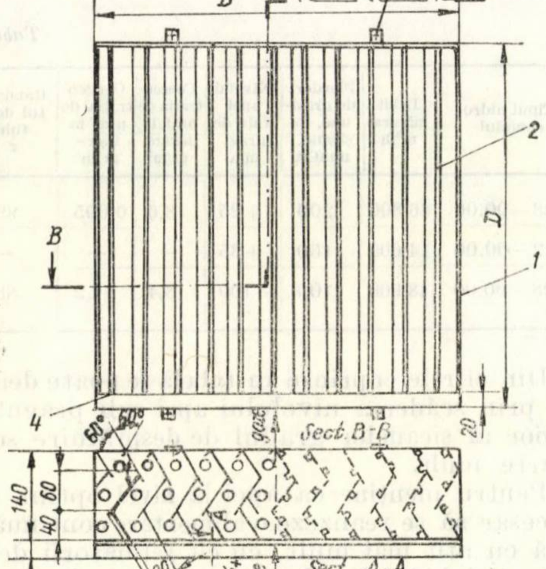


Fig. 7. Schema separatorului de picături;
1 – cadru; *2* – paletă; *3* – ureche; *4* – prag).

Una din imperfecțiunile construcțiilor hidrocloanelor de tip rotoclon N o constituie reținătoarele de picături a căror eficiență este foarte redusă.

Capacitatea scăzută de reținere a picăturilor de apă în hidroclon face ca nivelul apei în zona șicanelor să scadă foarte repede datorită consumului mare de apă. Pe de altă parte, prin antrenarea unei mari cantități de apă în aerul evacuat, consumul de energie va fi mai mare.

Picăturile de apă evacuată se asociază în picături mai mari și cad din nou în zona hidroclonului producînd zone umede care distrug materialele izolante ale instalațiilor electrice și creează totodată pericol de electrocutare.

Pentru reținerea picăturilor de apă din gazele desprăfuite se propune dotarea hidrocloanelor cu separatoare verticale de picături care să colecteze o cantitate cît mai mare de apă înainte de intrarea gazelor în ventilator.

Construcția separatoarelor suplimentare poate fi realizată din tablă galvanizată subțire, într-o formă clasică de separator, așa cum se arată în figura 7.

Aceste separatoare se montează la ieșirea aerului din hidrocloane (fig. 8).

În același scop se pot monta la ieșirea din ventilatoare și difuzoare cu căciuli deflectoare.

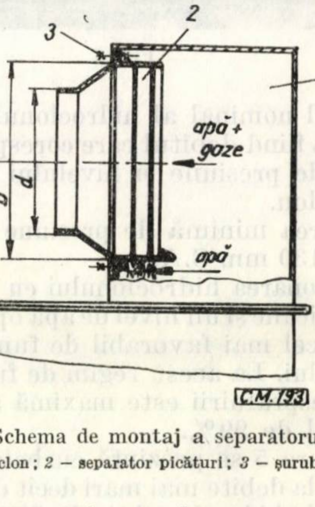


Fig. 8. Schema de montaj a separatorului:
1 – hidroclon; *2* – separator picături; *3* – șurub).

Picăturile rămase în aerul evacuat cad în difuzoarele dispuse vertical și de aici prin ventilator se scurg în hidroclon.

Evazarea difuzoarelor trebuie să fie cît mai mare astfel ca aerul la ieșire să capete o viteză mai mică pentru a permite căderea picăturilor asociate.

Avariile cele mai frecvente observate la hidrocloanele din exploatare sînt; ruperile de lanț, arderi de motoare, ruperea dinților la reductoare provocate de blocarea benzii racloare ș.a.

Avariile sistemului de acționare a benzii poate fi evitată dacă sistemul de protecție funcționează normal.

Se obișnuiește ca după blocarea benzii, în loc să se scoată șlamul care blochează banda, se scoate dispozitivul de protecție din circuitul electric al motorului forțînd astfel motorul și mecanismele de acționare pentru punerea în funcțiune a benzii. Practicarea acestui sistem duce la avarierea sistemului de acționare a benzii.

Blocarea benzilor are loc fie din cauza nesincronizării acesteia cu ventilatorul, fie din cauza opririi benzii cînd concentraţia de praf în apa din hidroclon este mare. Decantarea în timp a şlamului peste paletele benzii racloare însoţită de o oxidare a îmbinărilor elementelor benzii duce la imobilizarea ei.

Pentru evitarea acestor avarieri se propune ca pornirea benzii să se facă o dată cu ventilatorul, iar stoparea să se fac după 1 — 2 ore de la oprirea ventilatorului. În acest fel, evacuarea prafului continuă şi după oprirea ventilatorului.

Pentru a se obţine o deplasare normală a benzii şi pentru ca să nu se producă dislocări de şlam de pe pereţii hidroclonului pe bandă, se recomandă ca buncărul hidroclonului să fie curăţat complet o dată la 2 luni prin spălare cu jet de apă. În acelaşi timp se va verifica şi orizontalitatea şicanelor.

Soluţiile propuse pentru perfecţionarea hidrocloanelor sînt simple şi nu ridică probleme deosebite de execuţie. Ele pot fi realizate cu mijloacele interne ale fiecărei întreprinderi, iar punerea lor în aplicare va duce la scăderea concentraţiilor de praf în turnătorii şi în zonele învecinate.

Documentare

Ingénieurs de l'automobile

nr. 3, 1970

M. Brille, Y. Baguelin. **Motor diesel compensat după procedeul „B".**

Perfecţionarea motorului diesel supraalimentat constă în realizarea unor condiţii identice de ardere (temperatura şi presiunea la finele comprimării, temperatura şi presiunea maximă, temperatura pereţilor camerei de ardere, cămăşilor cilindru, pistonului, condiţiile de aprindere etc.), oricare ar fi sarcina şi turaţia.

Motorul diesel compensat, propus de M. Brille şi Y. Baguelin, urmăreşte să realizeze deziderat enunţat ; o creştere importantă a presiunii medii efective prin supraalimentare, menţinînd aproape neschimbate condiţiile arderii. În acest scop, în sistemul de supraalimentare cu turbosuflantă se intercalează în serie o sulfantă volumetrică între suflanta centrifugă şi motor. O asemenea suflantă, antrenată la o turaţie proporţională cu cea a motorului, asigură un raport de presiuni sensibil constant, în totată gama de turaţii. Raportul total de presiuni în sistemul de supraalimentare se modifică în raport cu turaţia după o lege mai convenabilă motorului de tracţiune ; totuşi presiunea finală rămîne încă ridicată la turaţiile înalte faţă de valorile atinse la turaţiile reduse, ceea ce este de nedorit. Se poate elimina acest dezavantaj prin scurtcircuitarea suflantei Roots începînd de la o anumită turaţie, dar soluţia apare ca nesatisfăcătoare. De aceea, autorii au hotărît să antreneze suflanta volumetrică cu o turaţie variabilă în raport cu cea a motorului şi controlată astfel încît raportul turaţiilor suflantei şi motorului să fie mai mic la turaţiile înalte ale motorului şi să crească la reducerea turaţiei. Ca urmare, raportul presiunilor p_3/p_2 în suflanta Roots scade cînd sarcina sau turaţia cresc (fig. 1) şi va ajunge la valori subunitare la puterea maximă. Raportul p_3/p_2 variază astfel în sens invers raportului de presiuni p_2/p_1 realizat de suflanta centrifugă, iar raportul total de presiuni p_3/p_1 tinde să devină mult mai constant, realizîndu-se dezideratul fundamental : o adevărată „compensare" a legii de variaţie a raportului de presiuni asigurată de grupul turbosuflantă. Se observă că soluţia aleasă este opusă celei clasice de antrenare a suflantei Roots printr-o comandă diferenţială care o obligă să realizeze un grad de supraalimentare cu atît mai înalt cu cît sarcina este mai mare.

Corectorul de presiune este în acelaşi timp şi un corector de temperatură : la puterea maximă, el reduce puţin, la nevoie, temperatura aerului (130°C) care iese din suflanta centrifugă ; la sarcini reduse, dimpotrivă, el permite o încălzire importantă a aerului. Pentru a realiza obiectivul de egalizare a temperaturilor la orice regim este necesar însă să se intercaleze între suflanta centrifugă şi suflanta Roots un schimbător de căldură care funcţionează cu apa de răcire a motorului. Schimbătorul de căldură, în sistemele clasice de supraalimentare, realizează răcirea aerului pînă la o temperatură apropiată de cea a mediului ambiant, pentru a obţine puteri maxime ridicate. La un motor de automobil se poate realiza fie un schimbător de căldură aer/aer, dar în acest caz devine obiecţionabil din cauza dimensiunilor, fie unul aer/apă, dar în acest caz utilizează apa de răcire a motorului, care are o temperatură de aproximativ 80°C. Pentru supraalimentarea înaltă, ultima soluţie poate fi interesantă deoarece permite reducerea temperaturii aerului de la 130°C la circa 80°C, dar la o supraalimentare joasă soluţia devine obiecţionabilă deoarece ea nu face decît să încălzească aerul de supraalimentare, ceea ce reduce debitul. În cazul motorului compensat, aceste inconveniente dispar, deoarece mărirea temperaturii aerului în schimbătorul de căldură este mai mult decît compensată prin creşterea presiunii de supraalimentare datorită suflantei volumetrice. Ca urmare se obţin următoarele : a) la plină sarcină, aerul este refulat, de pildă, la presiunea $p_2 = 2p_1$ şi $T_2 = 130°C$, apoi traversează schimbătorul de căldură, unde se răceşte pînă la temparatura $T_{2'} = 85°C$ (dacă temperatura apei este

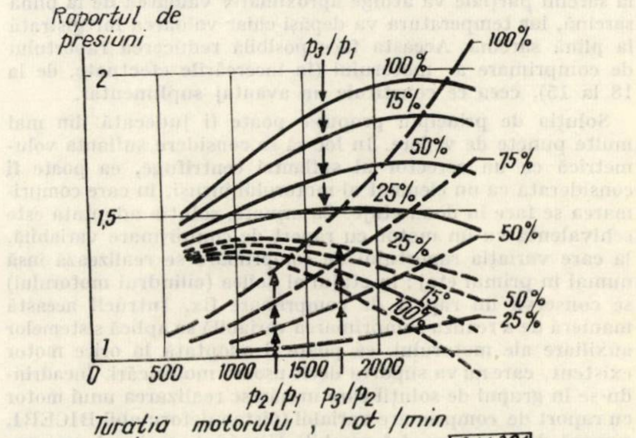


Fig. 1

de 80°C) şi, în fine, după ce traversează suflanta volumetrică, presiunea rămîne $p_3 = 2p_1$, iar temperatura $T_3 = T_2, = = 85°C$; b) la turaţii şi sarcini reduse, aerul iese din turbosuflantă, de exemplu, la temperatura de 40°C şi presiunea $p_2 = 1,1\,p_1$, traversează schimbătorul de căldură unde se încălzeşte

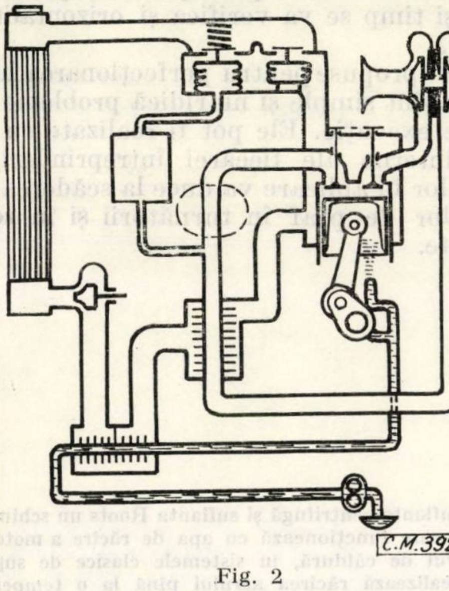


Fig. 2

la 75°C şi, în final, trece prin suflanta volumetrică, atingînd temperatura $T_3 = 110°C$ şi presiunea $p_2 = (1,5 \ldots 1,6)\,p_1$. Pentru a realiza aceste obiective, schema de răcire a motorului este organizată ca în figura 2. În aceste condiţii, se observă că după comprimarea aerului în cilindrii motorului, presiunea la sarcini parţiale va atinge aproximativ valoarea de la plină sarcină, iar temperatura va depăşi chiar valoarea înregistrată la plină sarcină. Aceasta face posibilă reducerea raportului de comprimare a motorului (în încercările efectuate, de la 18 la 15), ceea ce constituie un avantaj suplimentar.

Soluţia de principiu propusă poate fi judecată din mai multe puncte de vedere. În loc să se considere suflanta volumetrică ca un corector al suflantei centrifuge, ea poate fi considerată ca un element al motorului însuşi, în care comprimarea se face în două etaje. Ca urmare, soluţia adoptată este echivalentă cu un motor cu raport de comprimare variabilă, la care variaţia raportului de comprimare se realizează însă numai în primul etaj; în etajul al doilea (cilindrul motorului) se conservă un raport de comprimare fix. Intrucît această manieră de a realiza comprimarea variabilă se aplică sistemelor auxiliare ale motorului, ea poate fi adoptată la orice motor existent, care nu va suporta decît uşoare modificări. Încadrîndu-se în grupul de soluţii care urmăresc realizarea unui motor cu raport de comprimare variabil (piston deformabil BICERI, cameră de preardere deformabilă Hispano), motorul compensat „B” se va bucura de avantajele lor: creşterea momentului motor la turaţii mici, fiabilitate mai înaltă datorită unei mai bune egalizări a temperaturilor şi reducerii variaţiilor de dilatare, lărgirea limitelor de fum, ameliorarea poluării atmosferei cu carbon, oxid de carbon şi aldehide etc. La puterea maximă, cînd în camera de ardere este foarte cald, toţi combustibilii se pot aprinde şi pot să ardă aproape corect; la sarcini şi turaţii reduse, temperaturile mici din cilindru creează dificultăţi aprinderii şi arderii. Motorul compensat „B”, ameliorînd condiţiile de presiune şi temperatură la sarcini şi turaţii reduse, se poate transforma într-un motor policarburant

Motorul compensat „B” ridică unele probleme care privesc funcţionarea la turaţii reduse şi în special la pornire şi mers în gol. A fost prevăzută injecţia unei doze de combustibil în aerul aspirat în cilindrii motorului. S-a apreciat că această injecţie trebuie menţinută în timpul funcţionării, în limite largi pentru a beneficia de fenomenul de preoxidare. Procentul de „fumigare” este cu atît mai mare cu cît turaţia şi sarcina sînt mai reduse, pornirea şi mersul în gol devenind astfel cazuri particulare de funcţionare. Sulfanta volumetrică are un rol pozitiv în operaţia de „fumigare”. Scăpările reduse ale sulfantei volumetrice, mai ales cele care au loc între rotori, produc un amestec omogen, iar suflanta îndeplineşte funcţia de amestecător. Injecţia de combustibil se realizează simplu, printr-un jiclor calibrat, sub acţiunea presiunii create de pompa de combustibil.

Soluţia a fost aplicată unui motor cu aprindere prin comprimare, Saviem, type 597, în patru timpi, cu şase cilindri în linie-alezaj 100 mm, cursa 112 mm, cu o cilindree totală de 5,27 l. Camera de ardere este de tip M. Motorul dezvoltă 125 CP la 2 900 rot/min cînd funcţionează cu admisiune normală şi realizează un moment motor maxim de 35 kgfm la 1 800 rot/min. Prin supraalimentare, motorul dezvoltă 200 CP la 2 700 rot/min şi un moment motor maxim de 55 kgfm la 1 800 rot/min.

Curbele de consum sînt larg deschise în domeniul turaţiilor înalte, ceea ce arată că turaţia maximă şi puterea pot fi încă sporite. La funcţionarea motorului cu benzină s-au obţinut performanţe asemănătoare cu cele realizate la funcţionarea cu motorină (fig. 3, *a*, *b*).

Rezultatele încercărilor au confirmat avantajele teoretice aşteptate şi au demonstrat posibilitatea utilizării suflantei Roots ca un auxiliar al dimensiunii ca şi al alimentării cu combustibil. Ele au pus în evidenţă interesul acestui gen de „fumigare” pînă la posibilitatea funcţionării la mers în gol, fără injecţie de combustibil în cilindru. Pe de altă parte, rezultatele obţinute în utilizarea benzinei invită la încercarea unor combustibili suplimentari. Încercările au arătat de asemenea că procedeul „B” valorifică în mod deosebit camera de ardere „M”, dar nu ridică obiecţii de principiu la aplicarea lui la alte tipuri de camere de ardere. Aplicarea procedeului nu este limitată de dimensiunile fundamentale ale motorului.

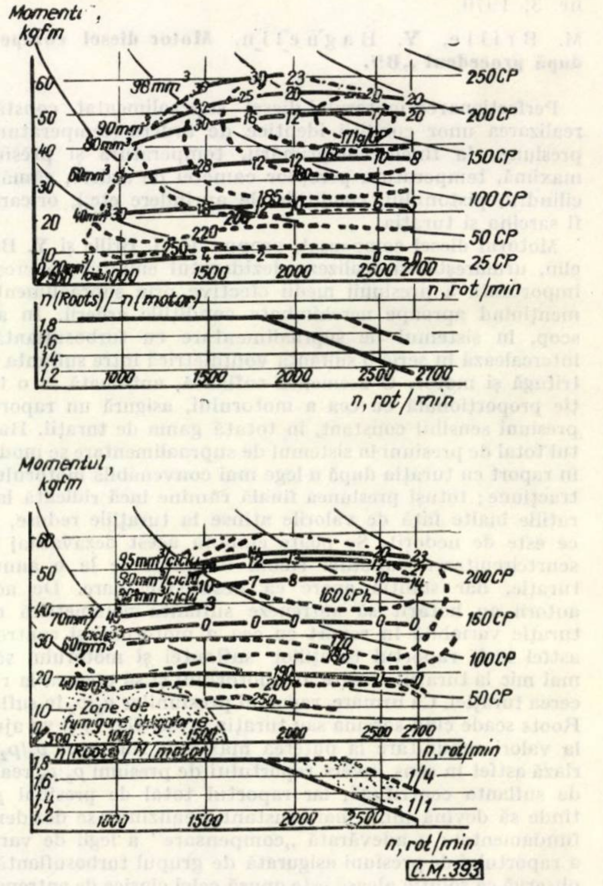


Fig. 3

B.G.

The SAE Journal

aprilie 1970

K. R. Kamman, R.B. Cambron, L. E. Ott. **Motor diesel compact echipat cu un piston cu doi segmenţi.**

Confecţionarea unui piston cu doi segmenţi urmăreşte să realizeze un motor diesel compact. Soluţia nu trebuie să afecteze consumul de ulei, rezistenţa la uzură, rezistenţa la cocsare şi gripare, durabilitatea.

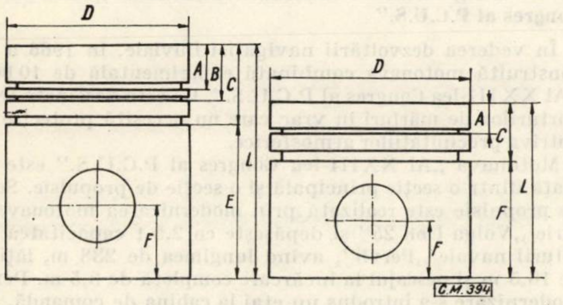


Fig. 1

Proiectul unui piston cu doi segmenţi se bazează pe faptul că, îndată ce segmentul de foc nu mai îndeplineşte integral funcţiunea de etanşare, ceilalţi segmenţi de compresie nu-l pot suplini. Ca urmare, dacă primul segment de compresie şi segmentul de ungere sînt proiectaţi corespunzător, ei pot asigura singuri funcţionarea de etanşare la gaz şi ulei.

Această observaţie a fost verificată experimental pe un motor diesel cu turbosupraalimentare, de şase cilindri, în V, care dezvoltă o presiune medie efectivă de 11,6 kgf/cm^2, la 2 200 rot /min şi are ca dimensiuni fundamentale : $D = 114$ mm, $S = 140$ mm. Motorul are un piston cu trei segmenţi, care suportă o presiune maximă a gazelor de 105 kgf/cm^2. Pistonul modificat, cu doi segmenţi, este arătat în figura 1, alături de pistonul iniţial.

Dimensiunile caracteristice ale pistoanelor sînt arătate în tabela 1.

Rezultă o reducere a lungimii pistonului cu 38,1 mm.

Tabela 1

Dimensiunea	*L*	*D*	*C*	*A*	*B*	*F*	*E*	*P*	*L/D*	*E/D*	*F/E*	*A/D*
Piston cu 3 segmenţi	5,5	4,5	1,892	1,004	1,301	1,740	3,608	1,501	1,22	0,81	0,483	0,223
Piston cu 2 segmenţi	4,0	4,5	1,320	0,730	—	1,350	2,680	1,700	0,89	0,60	0,50	0,160

Dimensiunile sînt precizate în ţoli

S-au confecţionat mai multe tipuri de segmenţi pentru a găsi soluţia optimă din punctul de vedere al consumului de ulei. Astfel, cu pistonul iniţial, consumul de ulei s-a stabilit la 0,453 gf/CPh, la 2 200 rot/min şi 220 CP. Cei trei segmenţi aveau următoarele particularităţi : primul segment, de secţiune dreptunghiulară, avea grosimea radială de 3,15 mm şi era cromat ; al doilea segment, de asemenea, cromat, avea grosimea radială de 2,38 mm ; al treilea segment, de ungere, cu o grosime radială de 5,52 mm dezvoltă o presiune radială de 8,8 kgf/cm^2. S-a trecut apoi la pistonul cu doi segmenţi, menţinînd segmentul de foc şi segmentul de ungere din soluţia de serie. Consumul de ulei a crescut în acest caz de cinci ori, adică la 2,265 gf/CPh. S-a obţinut un consum de ulei de 1,359 gf/CPh pentru pistonul cu doi segmenţi, prin înlocuirea segmentului de ungere cu unul de presiune sporită : 17,6 kgf/cm^2. Pistonul cu doi segmenţi a utilizat drept soluţie finală următoarea combinaţie : segment de torsiune pentru segmentul de foc şi segment de grosime radială 2,76 mm şi presiune radială 17,6 kgf/cm^2 pentru segmentul de ungere. În acest caz s-a înregistrat un consum de ulei de 0,2265 kgf/CPh, deci cu 40 % mai puţin decît în cazul pitonului cu trei segmenţi.

Au fost efectuate încercări de rezistenţă la uzură. Procesul de uzură a fost intensificat prin adăugarea de praf abraziv în aerul aspirat. Nu s-au observat diferenţe statistice interesante între cele două pistoane. Încercările de laborator n-au arătat diferenţe între cele două pistoane în ceea ce priveşte înclinarea la cocsare şi gripaj a segmenţilor.

S-au efectuat de asemenea încercări de cale cu un motor de camion, model Caterpillar 1100, care are la bază un motor uşor, rapid, cu injecţie directă, cu opt cilindri în V la 90°. Se obţine o gamă de puteri de 150 — 225 CP, utilizînd trei curse diferite : 104, 114, 127 mm. Aceasta s-a realizat prin utilizarea a trei tipuri de pistoane cu doi segmenţi, de lungime 106, 99, 5, 93, 5 mm. Încercările au arătat că limitarea consumului de ulei depinde de natura suprafeţei cilindrului. Oglinda cilindrului se obţine prin honuire, „haşurată" unifrom la 120—140 grade. Suprafaţa cilindrului a fost reprodusă artificial pentru a controla calitatea ei. Probele de durabilitate au inclus cicluri de funcţionare în regim permanent, în laborator, de 60 000 ore şi încercări de cale de 870 000 mile. 20 % din încercările de cale s-au desfăşurat în curbe, cu rampă mai mare decît 5 %. S-au efectuat încercări pe drumuri grele, la altitudini variind între 150 — 1 050 m. Încercările de cale au dat satisfacţie, dovedindu-se că la un consum de ulei de 0,36 gf/CPh la banc, motorul se comportă acceptabil în exploatare.

B.G.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 7, 1970

S. E. Frid. **Automatizarea proiectării sculelor de broşat cu ajutorul maşinilor electronice de calcul**

Tehnica ordinatoarelor are o largă aplicaţie în automatizarea lucrărilor de concepţie, între altele în proiectarea sculelor pentru aşchierea metalelor. Astfel, la Institutul de cibernetică tehnică al Academiei de ştiinţe a Republicii Socialiste Sovietice Bieloruse s-au pus la punct metodica, algoritmele şi programele de lucru pentru proiectarea pe maşina electronică de calcul a unor broşe circulare cu aşchiere variabilă şi broşe pentru caneluri cu profil rectiliniu, triunghiular şi evolventic. Metodica propusă asigură posibilitatea utilizării în mare măsură a ordinatoarelor, pentru creşterea calităţii broşelor proiectate şi extinderea domeniului de aplicaţie al algoritmelor respective. Construcţia broşelor se caracterizează prin combinarea parametrilor elementelor lor fundamentale : materialul părţii aşchietoare şi al corpului-suport, pasul şi adîncimea golurilor dintre dinţii de degroşare, numărul de dinţi pe zone şi creşterea pe dinţii de degroşare.

Dintre variantele rezultate la proiectarea neautomatizată constructorul alege varianta cea mai acceptabilă. În general, proiectarea neautomatizată comportă o simplificare a calculului, prin compararea a două-trei variante ; în plus, zona de finisare nu este de regulă calculată, ceea ce poate da naş tere la dezavantaje, de exemplu forţă de aşchiere mai mare şi coeficient de distribuţie a aşchiilor mai mic faţă de aceeaşi parametri ai zonei de degroşare. Dimpotrivă, proiectarea cu ajutorul ordinatoarelor comportă, într-un fond de timp mult scurtat, calculul detaliat al ambelor zone, analiza tuturor variantelor construcţiei propuse şi precizarea variantei optime.

Parametrii broşei şi criteriile de optimizare a construcţiei se introduc în datele iniţiale ale programului de calcul, în cadrul proiectării automatizate după metodica elaborată. După calculul tuturor variantelor construcţiei are loc înregistrarea „urmelor" acestor variante, respectiv combinarea elementelor fundamentale ale construcţiei şi unele rezultate ale calculului, necesare şi suficiente pentru analiza comparativă a variantelor. Varianta admisibilă sau date iniţiale modificate în vederea repetării calculului sînt alese de constructor pe baza analizei „urmelor". Se efectuează apoi noul calcul al broşei sau al variantei adoptate.

O particularitate a metodicii constă în faptul că încorporează studiul funcţionării sculei proiectate pe întregul parcurs de lucru, de la amorsarea aşchierii pînă la desprinderea sculei de piesă. În acest studiu sînt determinaţi coeficienţii de distribuţie a aşchiilor şi forţa de broşare pe fiecare dinte, precum şi forţa de broşare cumulată pe grupe de dinţi care lucrează simultan. Parametrii menţionaţi sînt comparaţi cu valorile admisibile. În cazul nerespectării acestora, este posibilă modificarea automată a pasului şi înălţimii profilului dinţilor zonei de finisare, corespunzător corecţiei necesare.

Pregătirea datelor iniţiale pentru calculul unei broşe necesită 15—20 min, iar calculul propriu-zis 3—4 min.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 7, 1970

V. A. Simikov şi V. V. Kuvakin : **Maşină pentru îndreptat şi înfăşurat sîrmă de electrozi**

La sudarea automată şi semiautomată sub flux sau în mediu de gaze se utilizează pe scară largă sîrmă de electrozi cu diametrul pînă la 2 mm. Condiţiile de lucru impun îndreptarea minuţioasă a sîrmei şi înfăşurarea ei în casete. Pentru executarea acestor operaţii s-a realizat maşina specială SP-NP—2.

Maşina SPNP—2, utilizată pentru sîrmă de oţel şi de metale şi aliaje neferoase, are următoarele caracteristici : gabarite — 1 240 × 476 × 1 043 mm ; greutate — 100 kg ; turaţia casetei — 75 rot/min ; turaţia mecanismului de îndreptare — 5 000 rot/min ; tensiunea de alimentare —380 V. Pe batiul maşinii, de tip consolă, sînt montate mecanismele de îndreptare şi de înfăşurare. În interiorul batiului şi pe peretele lateral al consolei este plasat echipamentul electric.

Mecanismul de înfăşurare cuprinde un reductor şi un cărucior. În acelaşi corp cu reductorul este dispusă cutia de viteze. Mişcarea de rotaţie se transmite de la electromotor prin reductor la casetă şi prin reductor şi cutia de viteze la două şuruburi-conducătoare. Cuplarea căruciorului cu şuruburile-conducătoare se realizează prin două piuliţe de şliţ. În funcţionare, căruciorul execută o mişcare de du-te-vino, datorită cuplării alternative automate cu cîte unul din şuruburile-conducătoare care se rotesc în sensuri contrare. Deplasarea căruciorului este limitată de opritori ; distanţa dintre aceştia depinde de lăţimea casetei. Dirijarea sîrmei spre casetă este asigurată de o rolă.

În funcţie de diametrul sîrmei se reglează pasul de înfăşurare corespunzător unei anumite trepte a cutiei de viteze. Cuplarea şi decuplarea căruciorului cu şuruburile-conducătoare se realizează cu o manetă. Întinderea sîrmei este controlată de o rolă de urmărire. În cazul ruperii sîrmei sau al micşorării tensiunii de întindere, maşina se decuplează automat.

Mecanismul de îndreptare a sîrmei este alcătuit dintr-un arbore tubular, în peretele acestuia fiind montate opt bolţuri de cuplare, dispuse în două plane perpendiculare. În interiorul arborelui este plasată o spirală de oţel, prin care este trasă sîrma. Dimensiunile spiralei depind de diametrul sîrmei ; completul maşinii cuprinde trei spirale. Cu ajutorul bolţurilor este încovoiată spirala, la mişcarea acesteia împreună cu arborele tubular realizîndu-se îndreptarea sîrmei. Arborele tubular este antrenat de electromotor printr-o transmisie cu curele. Pentru întinderea sîrmei sînt prevăzute trei role.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 7, 1970

B. V. Bogdanov. **Motonava combinată „Al XXIII-lea Congres al P.C.U.S."**

În vederea dezvoltării navigaţiei fluviale, în 1966 a fost construită motonava combinată experimentală de 10 000 t „Al XXIII-lea Congres al P.C.U.S.". Ea este destinată transporturilor de mărfuri în vrac care nu necesită protecţie împotriva precipitaţiilor atmosferice.

Motonava „Al XXIII-lea Congres al P.C.U.S." este formată dintr-o secţie principală şi o secţie de propulsie. Secţia de propulsie este realizată prin modernizarea motonavei de serie „Volga-Don 25" şi depăşeşte cu 2,5 t capacitatea garniturii navale „Pervii", avînd lungimea de 238 m, lăţimea de 16,5 m şi pescajul la încărcare completă de 3,5 m. Pentru modernizare s-a introdus un etaj la cabina de comandă, s-au prevăzut suporţi de împingere la prova şi s-a montat o instalaţie de cuplare automată cu secţia principală.

Sistemul de îmbinare a secţiilor asigură cuplarea lor comodă şi rapidă (în 1,5—2 min) chiar la apropierea secţiei de propulsie sub un unghi de 25° faţă de secţia principală. După cuplare, toate instalaţiile energetice, sistemele de legătură şi semnalizare ale secţiei principale sînt conectate la instalaţia electrică a secţiei de propulsie. Secţiile sînt dotate şi cu dispozitive suplimentare de cuplare alcătuite din cabluri cu diametrul de 60,5 mm şi mecanisme de întindere a acestora.

Secţia de propulsie este echipată cu două motoare 6CRP 36/45 de 900 CP la 375 rot/min. Ea mai este prevăzută cu instalaţie energetică automată, comandă automată de la distanţă şi post de comandă suplimentar pe puntea mobilă. Ambele secţii au acelaşi tip de ancorare la provă, cu două ancore de 1 750 kg şi cabestane acţionate din cabina de comandă. Tot la cele două prove sînt montate instalaţii de tragere, cu forţa în parîme de 1 450 kg. Sistemul de ancorare de la pupa secţiei de propulsie cuprinde un cabestan şi o ancoră de 1 250 kg. Secţia principală are şase tancuri de balast cu capacitatea totală de 2 000 m^3 la provă şi un tanc de 280 m^3 la pupă.

În încercările efectuate în bazinul Gorki, pe Volga şi pe Kama, motonava combinată a dezvoltat o viteză de 15,4 km/h la puterea totală de 1 800 CP a motoarelor de propulsie şi încărcătură completă, respectiv de 17,2 km/h la deplasarea fără încărcătură, cu balast.

G.Z.

SIP—Suedia

Măsura poluării prin ordinator

Elementele standard ale unui contor de particule au fost adaptate în scopul combinării la un ordinator ceea ce va permite măsurarea rapidă şi exactă a particulelor poluante transportate de aer.

Contorul, care poate măsura particule cu mărimea între 0,3 şi 10 microni, este folosit la un spital de lîngă Stockholm, unde serveşte pentru măsura variaţiilor care se produc zilnic în serviciu, în sălile de operaţie şi în laboratoare.

Rezultatele obţinute vor servi, în primul rînd, la stabilirea normelor pentru instalaţiile de ventilaţie, al căror efect asupra purităţii aerului din încăperi nu este încă cunoscut. Se crede că procedeul va permite, de asemenea, stabilirea relaţiei exacte care există între densitatea particulelor transportate şi riscurile de îmbolnăvire.

Aceasta mai ales pentru particulele de aproximativ 5 microni despre care se crede că sînt principalii purtători de microni.

C.A.

Industrie-Anzeiger

nr. 96, nov 1969

Proiectarea corectă a pieselor din materiale plastice din punct de vedere al tehnologiei de execuţie

Rigiditatea şi rezistenţa insuficientă a materialelor plastice limitează utilizarea lor la construcţia maşinilor. Folosirea lor pentru executarea arborilor, a axelor de maşini, a suporţilor sau batiurilor încărcate sau a altor piese supuse unor solicitări mari, nu este posibilă datorită deformării prea mari a acestor materiale.

În multe cazuri însă, rigiditatea lor redusă poate fi îmbunătăţită prin proiectarea unor forme constructive corespunzătoare. Din acest punct de vedere este necesar ca proiectantul să ţină seama, într-o măsură mai mare decît pînă acum, nu de tensiunile produse în piese, ci de deformările admisibile pe care acestea le suferă în timpul funcţionării. Un exemplu reuşit sub acest aspect este automobilul sport de încercare cunoscut sub denumirea de „Bayer-Auto", ale cărui părţi componente au fost executate din numeroase tipuri de materiale plastice. Piesele au suprafeţe mari şi cu pereţi subţiri sînt rigidizate prin nervuri.

Nervurile de rigidizare preiau solicitarea şi asigură stabilitatea constructivă, în timp ce pereţii subţiri lucrează ca nişte membrane. Numai construcţiile astfel concepute pot asigura competitivitatea materialelor plastice faţă de oţel.

Piesele cu suprafeţe mari turnate sub presiune sînt rigidizate prin consolidări la marginile pereţilor şi prin borduri proeminente.

În multe cazuri de utilizare, rigiditatea redusă prezintă avantaje pentru execuţie, montaj şi exploatare. La turnarea sub presiune, piesele cu muchii neracordate pot fi uşor extrase din formele de turnare, astfel încît nu mai sînt necesare forme de turnare cu mai multe planuri de separaţie. Deformările mari, admisibile şi de scurtă durată, permit asamblarea unor piese prin îmbinare electrică. Rolele de conducere executate din poliamidă sau din poliacetal, deşi au o rigiditate mai mică, pot prelua aproximativ aceleaşi eforturi ca şi rolele din oţel, deoarece prin aplatizarea lor în zona de contact, presiunea pe suprafaţa de lucru se micşorează.

În mod analog, la came de comandă, ventile, lagăre şi roţi dinţate intervin, din motivul arătat mai sus, presiuni mai mici pe muchii şi pe suprafeţele de lucru.

Deformarea elastică a danturii roţilor dinţate compensează precizia redusă de prelucrare mai ales la roţile dinţate turnate sub presiune, a căror dinţi rămîn în stare brută, fără a mai fi prelucraţi.

De asemenea, datorită acestei deformări elastice a dinţilor, roţile dinţate din material plastic funcţionează fără zgomot şi amortizează şocurile şi vibraţiile.

Deformarea dinţilor sau a rolelor trebuie să fie însă menţinută sub o anumită limită, pentru ca încălzirea internă a pieselor, provocată de amortizarea fenomenelor dinamice, să nu ducă la depăşirea temperaturii maxime admisibile de utilizare a materialului plastic şi deci la distrugerea piesei.

Cuplajele elastice din materiale plastice (poliamide) compensează deplasările dintre axele transmisiilor şi prin aceasta permit să se adopte toleranţe mai mari la execuţie.

Pentru aceeaşi putere transmisă, curelele cu dinţi permit să se realizeze transmiterea cuplului motor cu roţi de curea avînd dimensiuni mult mai mici decît în cazul curelelor trapezoidale. Ele sînt folosite de exemplu la o transmisie DAF, automată, cu variaţie continuă a turaţiei, satisfăcînd perfect condiţiile de lucru impuse. În acelaşi timp, aceste elemente de transmisie asigură şi amortizarea vibraţiilor care intervin în timpul funcţionării. Capacitatea de amortizare, a materialelor plastice este folosită şi la arcurile şi elementele de amortizare utilizate în construcţia de maşini.

Se poate deci conchide că din cauza structurii lor moleculare, materialele plastice au caracteristici mecanice şi termice care se deosebesc considerabil de caracteristicile majorităţii metalelor. De aceea, pentru a se putea ajunge la o formă corectă din punct de vedere tehnologic care să poată fi executată uşor şi ieftin, este necesar ca proiectanţii să adopte o nouă concepţie de proiectare a pieselor, ţinînd seamă de particularităţile materialelor plastice.

O.M.

Maschinenmarkt

nr. 7, 1970

Asigurarea lagărelor cu ajutorul materialelor plastice

Pentru asigurarea lagărelor, arborilor, asamblărilor cu şuruburi sau cu pene, se recomandă un material plastic care poate fi aplicat în stare fluidă, la temperatura camerei şi în contact cu metalul se întăreşte, formînd un material complex aderent şi elastic. Prelucrarea foarte fină a suprafeţelor de îmbinare poate fi eliminată reparaţiile pot fi făcute rapid şi economic, totodată nemaifiind necesare elemente de siguranţă.

De obicei, alegerea ajustajului dintre arbore şi alezajul rulmentului sau dintre inelul exterior al rulmentului şi alezajul carcasei necesită considerente constructive speciale, întrucît ele au o influenţă deosebită asupra mărimii jocului lagărului, iar prin aceasta asupra duratei de serviciu a sistemului de serviciu a sistemului de sprijinire.

Utilizarea unui material plastic în ajustaj, care după întărire umple toate rugozităţile superficiale permite alezajelor carcasei sau arborilor să determine lagărului o poziţie anumită, dependentă de distanţa dintre axa necesară sau de poziţie. Precizia centrică necesară a poziţiei poate fi creată printr-o alegere corespunzătoare a toleranţelor, însă s-ar putea ca la cerinţe foarte severe această toleranţă să fie mult mai mare decît fusese necesară înainte.

Materialul plastic propus în acest scop se întăreşte elasticdur, într-un timp foarte scurt, între ambele suprafeţe ajustate. Ca urmare a forţei sale de adeziune, materialul plastic face ca suprafeţele ajustate să fie îmbinate rigid şi etanşe între ele.

Pentru diferitele feluri de utilizări există disponibile mai multe sorturi ale materialului plastic respectiv, avînd funcţia de a întări şi de a proteja îmbinarea respectivă împotriva coroziunii.

În viitor, ca urmare a folosirii materialului plastic, la asamblările greu solicitate unde este necesară o precizie mare de prelucrare va fi suficient un ajustaj care se foloseşte în cazuri normale. Chiar şi în cazul unor cerinţe mai severe impuse preciziei de funcţionare, pentru arbori este suficientă clasa de calitate 6, iar pentru alezaje clasa 7. De asemenea, este suficientă numai strunjirea fină.

Pentru lagărele din carcase de metal uşor este prevăzut un ajustaj cu frecare.

O.M.

Recenzii

M. Fronoler, W. Hennig, H. J. Huwe, H. Thiel şi W. Wiebach. Dispozitive.

Editat de către Institut für Fachschulewesen din R.D.G. — Karl Marx Stadt, cursul de dispozitive, pentru şcolile profesionale, constă din 312 pag., conţinînd 351 figuri, 31 tabele şi o bibliografie de 34 titluri.

Colectivul de autori: Dipl. Ing. M. Fronober, Dipl. Gwl. W. Hennig, Ing. H.J. Huwe, Dip. Ing. H. Thiel şi Dipl. Ing. W. Wiebach, a reuşit să elaboreze un manual conţinînd toate problemele privind proiectarea, construcţia şi exploatarea raţională a dispozitivelor pentru maşinile-unelte.

Conţinutul este împărţit în şase capitale: 1) Generalităţi, 2) Elementele de bază ale dispozitivelor, 3) Proiectarea dispozitivelor, 4) Transportul pieselor, 5) Consideraţii economice şi 6) Tendinţa în construcţia dispozitivelor.

Ponderea cea mai mare este acordată cap. 2,3 şi 4. În cap. 2 se acordă o deosebită importanţă stabilirii bazelor de aşezare şi de strîngere, a stabilirii toleranţelor şi forţelor de strîngere etc. şi proiectării elementelor de strîngere mecanice, hidraulice şi pneumatice, precum şi folosirii maselor magnetice şi a sistemelor de acţionare electromecanice. O importanţă similară este acordată proiectării bucşelor elastice, bucşelor de găurit, elementelor de indexare şi blocare etc., precum şi materialelor folosite în construcţia acestora ca şi tratamentului termic al lor.

Cap. 3 dă directive în metodica proiectării dispozitivelor prezentînd şi numeroase exemplificări de dispozitive pentru strunguri, maşini de frezat, de găurit etc. Se enunţă şi construcţia dispozitivelor din elemente tipizate (Bankasten) ca şi a dispozitivelor de grup.

Transportul pieselor, tratat în cap. 4 se referă nu numai la transportul acestora între maşinile-unelte, foarte larg dezvoltat, ci şi alimentarea cu piese a maşinii în care scop sînt prezentate diferite sisteme de buncăre, magazine, transportoare cu bandă, lanţ etc.

Problemele economice privind construcţia şi folosirea dispozitivelor (cap. 5) sînt amănunţit tratate pe 17 pagini, cu exemplificări concrete.

Fiecare capitol este însoţit de un număr de întrebări recapitulative.

Prezentarea grafică, realizată de VEB-Verlag Technik-Berlin, este excepţională.

Lucrarea fiind un manual, corespunde desigur programei de învăţămînt însă ea poate fi utilă nu numai elevilor cărora este adresată ci şi tuturor constructorilor şi proiectanţilor de dispozitive pentru maşinile-unelte.

E.B.

Procese funcţionale ale sistemelor de alimentare cu combustibil a motoarelor diesel (Rabocie proţessî toplivnîh sistem dizelnîh dvigatelei). Sub redacţia: prof. dr. şt. tehn. A.S. Lîşevskii. Novocerkassk, Redaktrionno — izdatelskii otdel NPI, 1970, 128 pag.

Lucrarea are caracterul unei culegeri de articole consacrate în principal unor cercetări teoretice şi experimentale privind procesele de injecţie şi de pulverizare a combustibilului în motoarele cu aprindere prin comprimare. Cele 19 articole componente, prezentate în continuare, alcătuiesc nr. 200 din lucrările Institutului politehnic din Novocerkossk.

1 — 2. A.S. Lîşevskii şi V.M. Sîcev — Influenţa parametrilor constructivi ai sistemului de alimentare cu combustibil asupra presiunii maxime la injector, V.M. Sîcev şi A.S. Lîşevskii — Influenţa parametrilor constructivi ai sistemului de alimentare cu combustibil asupra presiunii maxime la pompă. Se examinează legea de variaţie a presiunii maxime la injectorul şi respectiv la pompa sistemului format din pompă UTN—5 şi injectorul închis fără ştift, în funcţie de lungimea şi diametrul conductei de înaltă presiune, de tensiunea arcului injectorului de secţiunea efectivă a pulverizatorului etc. Consideraţiile prezentate se bazează pe analiza rezultatelor experimentale în funcţie de criterii adimensionale.

3. A.S. Lîşevskii şi V.M. Sîcev — Variaţia presiunii medii de injecţie a combustibilului în funcţie de parametrii constructivi ai sistemului. Se aplică metoda utilizată în lucrarea precedentă pentru determinarea presiunii medii în timpul injecţiei. Rezultatele obţinute prin calculul cu relaţiile astfel stabilite sînt caracterizate printr-o bună coincidenţă cu cele experimentale, aşa cum se arată într-un exemplu numeric; de asemenea, ele permit să se aprecieze ponderea influenţei exercitate de diverşii parametri constructivi şi de reglaj asupra parametrului studiat.

4—5. V.M. Sîcev şi E.I. Koşman — Legea de variaţie a presiunii medii pe ciclu la injector, V.M. Sîcev şi E.I. Koşman — Variaţia presiunii medii pe ciclu la pompă. Se extind preocupările din articolele 1—3 asupra presiunii medii înregistrate pe ciclu în cele două extremităţi ale aparaturii de injecţie.

6. V.I. Kravcenko — Etanşeitatea sertarului pompelor de combustibil cu injecţie prin acumulare. Se studiază pierderile de combustibil prin orificiile de admisie-descărcare la pompele cu piston-sertar.

7. V.F. Mîlnev — Despre influenţa parametrilor constructivi ai duzei asupra coeficientului de debit al injectorului elicoidal. Pe baza unor rezultate experimentale, se stabilesc noi relaţii de calcul al coeficientului de debit al injectorului şi domeniul de aplicare în funcţie de lungimea şi diametrul duzei, precum şi de conicitatea la intrarea în aceasta.

8. A.S. Lîşevskii şi V.I. Liaşkov — Criterii pentru procesul de vibraţie al acului injectoarelor diesel. Se elaborează noi criterii pentru studiul dinamicii acului injectorului, menite să asigure o operativitate mai pronunţată acestui studiu. De exemplu, se urmăreşte evitarea dificultăţilor legate de determinarea constantei de integrare a ecuaţiilor diferenţiale de mişcare a pieselor injectorului, propuse de autori într-o lucrare anterioară.

9. V.I. Liaşkov şi A.S. Lîşevskii — Determinarea frecvenţei de vibraţie şi a ridicării acului injectorului cu ştift cu ajutorul parametrilor adimensionali. Păstrînd cadrul articolului precedent, autorii recurg la metoda experimentală de studiu, pe baza parametrilor adimensionali rezultaţi prin prelucrarea rezultatelor încercărilor.

10. V.I. Liaşkov şi A.S. Lîşevskii — Analiza caracteristicilor hidraulice ale pulverizatoarelor cu ştift. Se elaborează o metodă simplificată de calcul analitic al caracteristicilor hidraulice ale pulverizatoarelor cu ştift şi algoritmul corespunzător calculului pe maşini electronice. Se obţin criterii de similitudine şi se examinează influenţa preciziei de execuţie a organelor pulverizatorului asupra aspectului caracteristicilor.

11. V.P. Iakuşev şi A.S. Lîşevskii — Determinarea dimensiunilor orificiilor bucşelor elemenţilor pompei de injecţie a motorului diesel. Pornind de la lucrări cu temă similară, citate la bibliografie, se propune o metodă simplificată de adoptare a dimensiunilor orificiilor de admisiune şi descărcare. Metoda asigură operativitate, eliminînd, de exemplu, necesitatea construirii graficelor suplimentare aferente metodei elaborate de V.E. Gorbanevskii.

12. L. Ia. Şkret — Asupra studiului înlăturării scăpărilor de combustibil din injectoarele motoarelor diesel. Se examinează posibilitatea şi eficienţa sistemului de injecţie fără scăpări de combustibil din injector, ceea ce ar prilejui suspendarea canalizaţiei de scurgere spre rezervor.

13. A.S. Lîşevskii şi A.S. Mozjuhin — Distribuţia fluidului pulverizat în jetul creat de o sursă inelară. Se propune o nouă metodă de integrare a ecuaţiei diferenţiale de distribuţie în jet a fluidului pulverizat, în cazul injectoarelor cu duză mare.

14. A.S. Lîşevskii şi V.F. Mîlnev — Variaţia momentului cantităţii de mişcare a fluidului vîscos în camera de turbio-

nare a injectorului elicoidal. Tema abordată este studiată în condiţiile fluidului real, a cărui viscozitate generează forţe de frecare ce determină micşorarea momentului cantităţii de mişcare atît în direcţia axială cît şi în cea radială.

15. A.S. Lîşevskii, Iu. Gr. Vatlin şi L. Ia. Şkret — Determinarea parametrilor umplerii cilindrului la motoarele în patru timpi. Pe baza analizei proceselor gazodinamice din macheta de admisiune şi din cilindru, la motoarele în patru timpi, se formulează criterii de apreciere a umplerii, stabilindu-se dependenţe cantitative. Metoda redată permite determinarea următorilor parametri ai umplerii: Viteza în lungul curentului de gaze, densitatea şi presiunea acestuia, presiunea aerului din cilindru, presiunea în cilindru la sfîrşitul umperii.

16. V.P. Iakuşev şi E.I. Koşman — Influenţa dimensiunilor orificiilor bucşelor elemenţilor asupra parametrilor injecţiei de combustibil. Problema enunţată în titlu este examinată prin prelucrarea în parametri adimensionali a rezultatelor încercărilor efectuate pe aparatura de injecţie a motorului D—37E.

17. A.S. Lîşevskii şi V.M. Sîcev — Concluzii privind criteriile de similitudine mecanică a procesului de alimentare cu combustibil. Se efectuează o sinteză asupra cercetării analitice a procesului de alimentare cu combustibil, pe baza criteriilor propuse de A.S. Lîşevskii într-o lucrare anterioară şi a altor informaţii din literatura de specialitate.

18—19. V.L. Abramian — Despre coeficientul de transmitere a căldurii în motorul cu ardere internă funcţionînd în regim de frînare, V.L. Abramian — Unele probleme privind durabilitatea motorului de automobil, funcţionînd în regim de frînare. Pentru condiţiile de funcţionare specificate, se stabileşte variaţia coeficientului mediu de transmitere a căldurii şi a temperaturii echivalente a gazelor pe ciclu în funcţie de turaţie, respectiv se determină experimental uzura cămăşilor de cilindru.

C.Z.

Prof. dr. ing. Andrei Rîpianu. **Mişcările vibratorii ale arborilor drepţi şi cotiţi.**

Problema arborilor cotiţi şi a arborilor drepţi devine din ce în ce mai importantă dacă se ţine seama de profilul economic şi de varietatea de maşini şi utilaje din industria noastră.

Construcţiile moderne de maşini şi utilaje impun un calcul corect, fundamentat pe o analiză cît mai completă a dinamicii arborilor şi a pieselor în mişcarea de rotaţie, pentru a se stabili sistemul de forţe şi modul de exploatare, cu vibraţii întreţinute sau cu vibraţii nedorite.

Tratatul recenzat analizează mişcările tranzitorii cu indicarea momentului motor în perioada de demaraj, stabileşte valorile pulsaţiilor proprii corespunzătoare vibraţiilor torsionale ale arborilor cotiţi pentru motoarele omogene în linie şi modul de calcul al coeficienţilor seriei Fourier în cadrul funcţiilor periodice. De subliniat modul de rezolvare al datelor de calcul şi în special partea ultimă, considerată originală, unde se urmăreşte, similar funcţiilor care apar frecvent în studiul dinamic al maşinilor, calculul valorilor aproximative ale coeficienţilor care apar în dezvoltarea în serie Fourier a unor funcţii periodice a căror expresie analitică nu este cunoscută.

De reţinut că tratatul este elaborat la un nivel şi într-o formă care se adresează cu suficientă autoritate atît cercetătorilor prin metodica şi nivelul analizelor şi al relaţiilor matematice, cît şi proiectanţilor prin sintetizarea relaţiilor cu utilizare practică, clarificate cu exemple numerice complete.

Ceea ce impresionează în mod deosebit este modul organizat şi sistematizat al tratării problemelor teoretic şi experimental.

Lucrarea de altfel caracterizează pe autor, a cărui reputaţie în lumea ştiinţifico-tehnică este bine cunoscută, multe din lucrări depăşind graniţele noastre.

Menţionăm însă că lucrarea a atacat un domeniu al vibraţiilor, foarte important în proiectarea maşinilor şi utilajelor din construcţia de maşini, ale căror fenomene nu sînt stăpînite.

Ar fi indicat — şi insistăm — ca acest domeniu să fie mai mult adîncit şi extins, pentru ca în final să se concretizeze în date tabelare, diagrame, grafice sau relaţii, toate elemente necesare în proiectare.

Este necesar — după părerea noastră ca Academia Republicii Socialiste România să preia şi să desăvîrşească cercetarea în acest domeniu atît de necesar în proiectare şi în producţie.

Lucrarea începe cu partea în care se determină elementele mişcării tranzitorii ale arborilor drepţi cu secţiune circulară şi necirculară cu un rotor la mijloc, stabileşte în partea a II-a valorile pulsaţiilor proprii corespunzătoare vibraţiilor de torsiune ale arborilor cotiţi pentru motoarele omogene în linie şi calculează în partea a III-a valorile aproximative ale coeficienţilor seriei Fourier pentru funcţiile periodice.

Mişcarea tranzitorie este tratată cu următoarele ipoteze simplificatoare:

— masa arborelui este neglijabil de mică în raport cu masa rotorului;

— nu se ţine seamă de forţele rezistenţe interioare, deci se neglijează fenomenul de histerezis elastic;

— rotorul este fixat la mijlocul arborelui, deci planul său rămîne fix în spaţiu şi ca atare nu are loc efectul giroscopic.

În această situaţie se analizează mişcarea tranzitorie a arborilor drepţi cu secţiuni diferite şi cu viteza arbore-rotor în intervalul sau imediata vecinătate a domeniului critic Laval, cu şi fără influenţa forţelor rezistente exterioare şi ţinînd seamă de variaţia traiectoriei absolute şi relative a centrului de simetrie şi de greutate, precum şi de centroida fixă şi mobilă a vitezelor şi acceleratorilor în perioada de demaraj.

Astfel se analizează variaţia raportului dintre viteza unghiulară a arborelui în planul de flexiune (ω_f) şi viteza unghiulară a arborelui (rotorului) presupusă în vecinătatea vitezei unghiulare critice ($\omega_a = \omega_{cr}$), stabilind:

— momentul motor de aplicat rotorului pentru a menţine, $\omega_a = \omega_{cr}$;

— legea de variaţie a momentului motor de aplicat rotorului, astfel că (ω_a) să crească progresiv în perioada de demaraj (adică acceleraţia unghiulară constantă);

— mişcările tranzitorii pentru arborii drepţi cu şi fără influenţa rezistenţelor exterioare;

— influenţa vibraţiilor fundaţiilor asupra mişcărilor tranzitorii, calculînd expresia ω_f/ω_{cr} pentru cazurile $4\ Mcf < Kl^2 \leqslant 4\ Mcf$, unde cf şi Kl reprezintă constanta elastică şi constanta amortizoare a fundaţiei, iar M — masa totală a sistemului arbore-rotor-legare fundaţie.

În cadrul experimentărilor efectuate pe baza calculelor numerice şi a curbelor trasate pentru centroidele cîmpurilor vitezelor şi ale cîmpurilor acceleraţiilor de ordinul întîi, se scot în evidenţă;

— mişcările tranzitorii;

— existenţa turaţiei critice ovale pentru un arbore cu secţiune dreptunghiulară aşezat în poziţie orizontală.

În partea a doua, autorul stabileşte relaţii de calcul directe pentru pulsaţiile proprii determinate de vibraţiile torsionale ale arborilor cotiţi la motoarele omogene în linie, avînd două mase fixate la extremităţi.

Relaţiile date de autor se bazează pe generalizarea formulelor Kraemer şi a relaţiilor Berthold Frank, eliminînd astfel tatonările laborioase indicate de metoda analitică Holzer-Tolle.

Cele două aplicaţii, redate destul de amănunţit, prima pentru un motor omogen cu patru cilindri în linie şi cu un arbore cotit încărcat la o extremitate cu trei mase şi la alta cu două şi a doua aplicaţie pentru un motor omogen în linie cu şase cilindri şi cu un arbore cotit încărcat la o extremitate cu patru mase şi la alta cu două, au condus la stabilirea unei metode generale de calcul grafo-analitic al pulsaţiilor proprii pentru arbori încărcaţi la extremităţi cu mai multe piese.

În demonstraţiile sale autorul reduce arborele cotit şi masele la un sistem vibrant omogen şi dinamic echilibrat (ca mase şi vibraţii), folosindu-se de principiul lui d'Alembert.

În partea treia, autorul expune un procedeu de calcul pentru ameliorarea peciziei valorilor coeficienţilor din seria Fourier, pentru pulsaţiile periodice. Determinarea exactă a coeficienţilor funcţiilor periodice, care apar frecvent în tehnică, nu este posibilă decît dacă aceste două funcţii pot fi exprimate analitic printr-o relaţie de forma $y = f(x)$.

Autorul reuşeşte să determine valorile coeficienţilor seriei Fourier cu gradul de aproximare dorit; precizia creşte cu cît numărul de diviziuni ale perioadei creşte.

Metoda expusă în carte prezintă avantaje faţă de schemele actuale (Runde, Zipperor etc.):

— relaţiile date de autor determină coeficienţii cu o mai mare precizie;

— aceste relaţii permit calculul coeficienţilor seriei Fourier pentru o gamă de diviziuni mult mai mare a perioadei.

În tratat este redată o aplicaţie destul de sugestivă pentru calculul forţelor tangenţiale motoare la un motor Diesel, calcule mai puţin laborioase decît cele cunoscute.

Pentru I.P.C.M., tratatul este interesant pentru proiectarea utilajelor cu mişcări vibratorii utile (întreţinute) cu mase inerţiale în rotaţie sau cu mase excentrice. Interesează uneori pentru stabilirea şi îndepărtarea vibraţiilor nedorite.

Tratatul ajută în proiectare pentru determinarea corectă a:

— momentului motor în mişcarea continuă;

— variaţiei momentului în perioada de demaraj;

— influenţei şi modului de rezolvare a vibraţiilor fundaţiilor;

— schemelor cinematice şi calculului dinamic pentru maşinile vibratorii (dezbătătoare, site vibrante, alimentatoare vibrante, turbine cu alice etc.).

Autorul lucrării menţionate, prin cercetările şi studiile făcute în domeniul dinamicii, a căutat să dezvolte o serie de scheme şi de relaţii corespunzătoare, pentru stabilirea unei metode de scheme şi de relaţii corespunzătoare, pentru stabilirea unei metode de calcul cît mai apropiată de realitatea fizică din exploatare şi cu o precizie mărită.

I. Fătăceanu şi *Ar. Popescu*

Ing. TUDOR A. VASU şi ing. GH. BULARDA **Transmisii planetare cu roţi dinţate.** Bucureşti Editura tehnică 1970, 168 pagini, 122 figuri, 16 tabele, 76 referiri bibliografice.

Nu de puţine ori realizarea unor rapoarte de transmitere cu valori relativ mari cu ajutorul unor trepte de transmitere cu roţi dinţate avînd axele fixe implică realizarea unor soluţii constructive a căror gabarite sînt impresionante.

De asemenea, în construcţia de maşini există nenumărate cazuri în care este necesar a se compune sau descompune mişcări de rotaţie pentru care soluţiile constructive folosind angrenaje cu axe fixe, sînt nerealizabile.

Folosind angrenaje a căror axe au mişcări de rotaţie relative s-au realizat mecanismele planetare care îndepărtează cele două inconveniente arătate mai sus. În felul acesta cu ajutorul unor astfel de mecanisme se pot realiza rapoarte de transmitere relativ mari în dimensiuni de gabarit mici şi în plus se pot aduna mişcări de rotaţie.

Folosirea acestor mecanisme pe scară tot mai largă şi în domenii din ce în ce mai diferite (construcţia automobilelor, maşinilor de transport, maşinilor-unelte, instalaţiilor de antrenare diverse etc.) obligă la o cunoaştere cît mai aprofundată a acestora.

Menţionările expuse mai sus vin să aprobe şi să salute apariţia primei cărţi din literatura noastră tehnică a cărei subiect tratează în amănunţime despre mecanismele planetare sub toate aspectele: cinematice, dinamice, soluţii constructive etc.

Lucrarea se evidenţiază printr-un stil clar uşor de urmărit Problemele tratate sînt de un nivel tehnic superior în pas cu noile lucrări din domeniul ce-l tratează. Lucrarea este remarcabilă din punct de vedere al studiului cinematicii acestor mecanisme şi al clasificării originale a acestora introdusă de către cei doi autori. În afara acestui studiu cinematic, lucrarea tratează şi probleme necesare proiectării în capitole care se ocupă de soluţii constructive şi de domeniul de aplicabilitate a unor astfel de mecanisme. În plus de acestea se mai beneficiază şi de cîteva exemple de calcul care fac lucrarea accesibilă unui cerc larg de proiectanţi.

Poate că ar fi fost bine dacă capitolele care fac utilă cartea din punctul de vedere strict al proiectării, cum sînt capitolele referitoatre la dimensionarea transmisiilor planetare sau cele cu soluţiile constructive sau chiar exemplele de calcul ar fi avut o pondere mai mare în ansamblul lucrării.

Lucrarea îşi etalează conţinutul în nouă capitole după cum urmează:

Capiolul 1. Definiţii. Clasificări.

Capitolul 2. Mecanism planetar simplu: mecanism echivalent, mecanisme planetare simple ale unui mecanism echivalent, analiza şi sinteza mecanismului diferenţial simplu, analiza şi sinteza mecanismului planetar simplu, analiza mecanismului de bază a unui mecanism planetar simplu.

Capitolul 3. Mecanisme planetare complexe; mecanisme complexe cu un singur mecanism diferenţial simplu şi cu unul sau mai multe mecanisme planetare simple şi mecanisme complexe cu mai multe mecanisme diferenţiale simple.

Capitolul 4. Mecanisme planetare şi diferenţiale reprezentative.

Capitolul 5. Dimensionarea transmisiilor planetare cu roţi dinţate: dimensionarea angrenajelor, arborilor şi a lagărelor.

Capitolul 6. Soluţii constructive specifice transmisiilor planetare.

Capitolul 7. Consideraţii economice: randamentul economic şi rentabilitatea utilizării transmisiilor planetare.

Capitolul 8. Domenii de aplicare a transmisiilor planetare cu roţi dinţate: reducătoare şi variatoare, mecanisme planetare în construcţia maşinilor de ridicat şi transportat, în construcţia maşinilor de transport şi în alte domenii.

Capitolul 9. Exemple de calcul: reductor cu raport $i = 300$, reductor cu axe fixe legat în serie cu un mecanism planetar, reductor cu trei mecanisme planetare şi variator cu diferenţial cu roţi dinţate.

Lucrarea recenzată se adresează în special inginerilor şi tehnicienilor proiectanţi din industria constructoare de maşini. În afară de aceştia, lucrarea poate fi studiată şi folosită şi de către inginerii şi tehnicienii din producţie precum şi de studenţii din învăţămîntul tehnic superior.

Cartea „Transmisii planetare cu roţi dinţate". se evidenţiază şi prin aceea că este printre puţinele lucrări care tratează acest subiect din literatura de specialitate autohtonă şi străină.

Ing. *C. Minciu*

CRONICĂ

A II-a Conferinţă pe ţară de mecanică tehnică

Organizată de Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor CNIT, împreună cu Ministerul Învăţămîntului, Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini şi Ministerul Transporturilor conferinţa de mecanică tehnică s-a ţinut în Bucureşti în zilele de 29 — 31 octombrie 1970.

În şedinţa plenară, după raportul general al conferinţei, prezentate de prof. emerit ing. C.C. Teodorescu, preşedintele comitetului de organizare, au luat cuvîntul prof. emerit *C. Dinculescu*, membru corespondent al Academiei R.S.R., preşedintele CNIT, acad. prof. *Caius Iacob*, şeful catedrei de mecanică de la Universitatea din Bucureşti, din partea Ministerului Învăţămîntului şi ing. *C. Burada*, adjunct al ministrului transporturilor, din partea acestui minister.

Lucrările conferinţei au fost multiplicate în două volume şi puse la dispoziţia participanţilor, aşa că pe baza acestor documente să se poată desfăşura discuţiile.

Discuţiile pe cinci secţii s-au desfăşurat pe baza rapoartelor preşedinţilor de secţii.

Secţia I mecanica structurii — preşedintele prof. dr. doc. *Radu Voinea*, Secretar general al Academiei R.S.R., a discutat lucrări asupra cadrelor, pereţi cu găuri reo-mobilitatea, turnuri axial simetrice, acţiuni seismice şi dinamice, structuri spaţiale.

Au prezentat rapoarte : *C. Apostoloff* şi *S. Hisliakov* (Bulgaria) *I. Ciongradi* (Iaşi), *M. Mişcu* (Bucureşti), *M. Mutafole*, (Bucureşti), *Gh. Palmaru* şi colaboratori (Iaşi), *S. Răutu* (Bucureşti), *L. Strat* şi colaboratori (Iaşi, *N. Ungureanu* (Iaşi *A. Vulpe* (Iaşi).

Secţia II-a mecanica vibraţii — preşedinte acad. prof. dr. ing. *St. Bălan*, a discutat lucrări asupra oscilaţiilor cablurilor, fundaţia turbocompresorului, vibraţiile plăcilor, oscilaţiile locomotivei electrice, vibraţii forţate ale barelor, stabilitatea mişcării automobilelor, reacţii dinamice la autocamioane, vibraţii aleatoare, arbori cotiţi, vibraţii ale grinzii pe fundaţie elastică, mecanism vibropercutant. Au prezentat rapoarte *St. Bălan* şi colaboratori *Gh. Buzdugan* şi colaboratori, *I. Coşereanu* (Braşov), *I. Crăciun*, (Cluj), *A. Darabont* (Bucureşti), *Gh. Deliu* (Braşov), *I. Deutsch* (Braşov), *F. Dincă* (Bucureşti), *M. Moşu* (Braşov), *Gh. Niţescu* (Braşov), *N. D. Popescu* (Petroşani), *M. Radeş* (Bucureşti,), *Gh. Silas* şi colaboratori (Timişoara), *L. Strat* (Iaşi).

Secţia III-a rezistenţă elasticitate — preşedinte prof. dr. ing. *A. Petre*, a discutat lucrări asupra, acţionarea peste limită elastică, forţa critică de flambaj, grinda cu zăbrele, semispaţiu elastic omogen, lanţurile transportoarelor cu rachete, reţele de grinzi în domeniul elasto-plastic, bare curbe dependenţa neliniară, deformaţie-tensiune, solicitări variabile, suspensie progresivă, stări de tensiune, crestături, bare cu pereţi subţiri, programare dinamică, grindă pe mediu elastic, interacţiunea între roată şi şină, elasto-dinamică, producerea dislocaţiilor, masiv de pămînt. Au prezentat rapoarte : *C. Amarei* (Iaşi), *M. Blumenfeld* şi colaboratori (Bucureşti), *O, Bola* şi colaboratori (Cluj), *Gh. Botez — Popescu* şi colaboratori (Iaşi), *C. Chiriacescu* (Braşov), *I. Constantinescu* (Petroşani), *A. Dumitraş* (Iaşi), *Al. Eftimiu* (Iaşi), *I. Goia* (Braşov), *A. Iacubovici* (R. P. Polonă), *N. Lascu- Simion* (Bucureşti), *I. Păstrav* (Cluj), *N. D. Popescu* (Petroşani), *Fl. Poteraşu* (Iaşi), *C. C. Teodorescu* şi colaboratori (Bucureşti), *P. P. Teodorescu* (Bucureşti), *C. Teodosiu* (Bucureşti), *M. Tripa* (Cluj), *Al. Vaicum* (Bucureşti).

Secţia IV-a teoria mecanismelor — preşedinte prof. dr. ing. *N. Manolescu* a discutat lucrări asupra, frezelor melcate, sinteza armonică a mecanismelor, transmisiei prin frecare, metode matriciale, mecanisme plane cu patru elemente, roţi dinţate, şuruburi, transmisia tractoarelor pe roţi, came rapide, regulatorul mecanic, mecanisme spaţiale cu ghidare, sinteza poziţională, mecanismul planetar. Au prezentat rapoarte : *A. Antal* (Cluj), *R. Bogdan* şi colaboratori (Bucureşti), *D. Mareş* şi colaboratori (Cluj), *Gh. Niţescu* (Braşov), *A. Orănescu* (Galaţi) *Chr. Pelecudi* şi colaboratori (Bucureşti), *M. Pielmuş* şi colaboratori (Bucureşti), *N. Plitea* (Cluj), *I. Székely* (Cluj).

În raportul secţiei s-a făcut şi o prezentare a lucrărilor Asociaţiei Internaţionale de mecanica mecanismelor, la care ţara noastră este membră fondatoare şi s-a anunţat propunerea ca viitorul congres al acesteia să se ţină la Bucureşti.

Secţia V-a încercarea materialelor — preşedinte conf. ing. *M. Buga* a discutat lucrări asupra lanţuri sudate, fluaj, eforturi iniţiale, prezentate la oboseală a sîrmelor, întindere prin şoc, temperaturi, precum şi cercetări metreologice asupra aparaturii, dinamometrie, etalonare, caracteristici mecanice, duritate.

Au prezentat rapoarte : *T. Babeu* (Timişoara), *A. Constantinescu* (Bucureşti), *I. Iliuc* şi colaboratori (Bucureşti) *V. Lambert* (Timişoara), *N. D. Popescu* (Petroşani), *M. Raţiu* (Timişoara) *V. Safta* (Timişoara), *M. Teodorescu* (Bucureşti).

În şedinţa de închidere, sîmbătă 31 octombrie s-au făcut propuneri pentru desfăşurarea lucrărilor viitoarei conferinţe de mecanică tehnică ce se va ţine peste trei ani.

Conferinţa a prilejuit întîlnirea şi legătura între ingineri lucrînd în institutele de învăţămînt superior, în institutele de cercetări şi proiectări, în producţie, cu o largă participare pe toată ţara, ducînd la cunoaşterea preocupărilor şi a temelor de cercetare, la emulaţie şi întrecere, în vederea valorificării referatelor cercetărilor.

Prof. emerit *C. C. Teodorescu*

ICPMA — 10 ani de activitate

Este cunoscut faptul că, în anii construcţiei socialiste, industria constructoare de maşini din ţara noastră s-a dezvoltat impetuos ca urmare a politicii consecvente a Partidului Comunist Român de industrializare socialistă a ţării — pe baza progresului întregii economii.

Pentru realizarea acestui scop au fost concentrate importante mijloace materiale şi resurse naturale ale ţării spre dezvoltarea industriei, spre creşterea cu precădere a industriei grele cu pivotul său — construcţia de maşini.

Ritmul tot mai susţinut de dezvoltare a sectorului agricol de stat şi de cooperativitate a agriculturii, înregistrat în anii anteriori, a impus necesitatea înzestrării agriculturii cu mijloace tehnice moderne în vederea ridicării nivelului tehnic, sporirii producţiei agricole şi ridicării bunăstării ţărăneşti.

Pentru realizarea acestui obiectiv în condiţii cît mai bune, s-a ivit necesitatea creării unei unităţi specializate care să concretizeze în profilul şi specificul său studierea, cercetarea, proiectarea şi execuţia modelelor experimentale şi a prototipurilor de utilaje, maşini şi instalaţii pentru agricultură şi alte domenii conexe.

Astfel, în anul 1960 a fost înfiinţată, prin HCM nr. 695, Intreprinderea de proiectări şi prototipuri pentru maşini agricole I.P.M.A. — cu o puternică bază de execuţie, care a funcţionat în această formă de organizare pînă la 1 februarie 1970, cînd prin HCM nr. 75 a fost reorganizată ca institut sub denumirea „Institutul de cercetări şi proiectări de maşini agricole” — I.C.P.M.A. — şi care a împlinit de curînd 10 ani de activitate.

Sarcina de bază a institutului, ca organ specializat al Centralei industriale de maşini agricole din M.I.C.M., este :

— studierea, cercetarea, proiectarea, execuţia şi experimentarea prototipurilor şi modelelor experimentale de maşini, utilaje şi instalaţii complexe pentru prelucrarea solului, semănat, plantat, administrat îngrăşăminte, combaterea dăunătorilor, recoltat-treierat, curăţirea şi tratarea produselor agricole, zootehnie, legumicultură şi pomicultură, vinificaţie primară, irigare la suprafaţă, silozuri, industria morăritului şi alte domenii conexe ;

— proiectarea modernizărilor de maşini şi utilaje din fabricaţia de serie pentru menţinerea la nivelul tehnicii actuale, inclusiv executarea şi experimentarea soluţiilor adoptate ; şi punerea în funcţiune a maşinilor, utilajelor şi instalaţiilor

— asistenţa tehnică la execuţia, montarea, experimentarea şi punerea în funcţiune a maşinilor, utilajelor şi instalaţiilor complexe din domeniul de activitate al institutului;

— elaborarea de proiecte tip şi norme de tipizare pentru lucrările ce intră în profilul institutului.

Necesitatea şi eficacitatea profilului institutului au fost dovedite de rezultatele obţinute, rezultate pe care se bazează sarcinile importante ce ne revin pentru perioada următoare.

În prezent în institut lucrează aproape 600 de salariaţi, din care peste 200 de ingineri şi tehnicieni sînt cuprinşi direct în activitatea de cercetare şi proiectare care se desfăşoară în cadrul atelierelor de proiectare specializate, unele dintre acestea funcţionînd la Timişoara.

Baza tehnico-materială a institutului este formată din :

— laboratorul de probe fizico-mecanic, analize metalografice şi măsurători complexe pentru maşini agricole ;

— laboratorul de încercare şi prelucrare a maselor plastice şi a cauciucului ;

— baza de execuţie destinată executării prototipurilor, modelelor experimentale şi modelelor verificare proiect după proiectele elaborate de sectorul de cercetare-proiectare şi care cuprinde aproape 260 de salariaţi.

În cadrul sectorului de cercetare-proiectare funcţionează un compartiment tehnic-ediţie care ajută la desfăşurarea activităţii de cercetare-proiectare prin asigurarea sistemului informaţional tehnico-ştiinţific, precum şi editarea, multiplicarea şi conservarea documentaţiilor tehnice elaborate de institut.

Activitatea desfăşurată de inginerii, tehnicienii şi muncitorii institutului, în anii care s-au scurs de la înfiinţare şi pînă în prezent, reprezintă o rodnică contribuţie la introducerea tehnicii noi în agricultură, la extinderea mecanizării proceselor agricole.

Prin munca de cercetare-proiectare, execuţie şi experimentare depusă de cadrele noastre de specialitate cu folosirea realizărilor tehnicii mondiale, institutul nostru a realizat peste 500 de proiecte, transpuse în 395 de prototipuri, modele experimentale şi unicate, din care 364 au fost introduse în fabricaţia de serie şi lucrează pe ogoarele patriei sau funcţionează în cadrul diferitelor instalaţii complexe pentru morărit, silozuri etc.

Din totalul de maşini şi utilaje pentru agricultură, care sînt în fabricaţia actuală de serie la uzinele Centralei industriale de maşini agricole şi la alte uzine, aproape 70% sînt proiectate de institutul nostru.

Rezultatele cercetării şi proiectării s-au materializat şi prin extinderea exportului, realizîndu-se maşini şi utilaje care lucrează peste hotare, în agregat cu tractoarele exportate în mai multe ţări ale lumii.

Dintre acestea, maşina de împrăştiat îngrăşăminte prin centrifugare MIC-l a obţinut în primăvara acestui an, la Tîrgul internaţional de mostre şi invenţii de la Viena, Medalia de Aur.

Dintre tipurile de maşini şi utilaje mai importante aflate în fabricaţia de serie, proiectate de institutut pentru agricultură, trebuie să reţinem :

— plugul purtat cu patru corpuri pentru arături normale PP 4—30, care lucrează cu tractorul de 64 CP pe roţi, putînd fi echipat cu 2,3 sau 4 trupiţe. Plugul execută arături superficiale, normale şi adînci pînă la 30 cm, putînd lucra cu o viteză de pînă la 8,5 Km/h, realizînd indici agrotehnici corespunzători ;

— plugul purtat PPS 4—35, care lucrează în agregat cu tractorul de 65 CP pe şenile, avînd lăţimea de lucru de 140 cm şi adîncimea de 30 cm. Prin realizarea şi introducerea acestui plug în fabricaţia de serie, s-a rezolvat problema arăturilor în solurile foarte grele din ţara noastră ;

— plugul reversibil purtat PRS 2—35, care lucrează în agregat cu tractorul de 40 CP pe şenile. Prin asimilarea acestui plug s-a rezolvat problema aratului pe pante pînă la 27°. Acest plug, prin sistemul de dezaxare, poate fi folosit şi în pomicultură ;

— plugul cu discuri PDU, care este un plug special construit pentru export, corespunzător condiţiilor speciale din ţările solicitate. Purtat pe tractor, plugul este prevăzut cu 2,3 sau 4 discuri, putînd lucra la lăţimi de 60—120 cm şi la adîncimi pînă la 25 cm. Productivitatea zilnică a plugului cu 3 discuri este de 4,2 ha pe schimb. Încercat în paralel cu alte pluguri străine, acest plug a demonstrat indici superiori în ceea ce priveşte stabilitatea în lucru, atît în plan vertical, cît şi în plan orizontal. ;

— maşina de săpat gropi MSG, un utilaj uşor de manevrat şi de productivitate ridicată. Purtată în spate pe tractorul de 65 CP, permite lucrul cu burghie de diferite dimensiuni în vederea efectuării gropilor cu diametre de 250, 400, 600, 800 şi 1 000 mm la o adîncime de 1 000 mm. Maşina dispune de două viteze pentru acţionarea diferită a burghielor mici şi mari în limite de viteză periferică. În cazul înţepenirii sau blocării burghiului în groapă, el poate fi acţionat şi în sens invers. Viteza de înaintare a burghiului este reglabilă, în funcţie de rezistenţa solului, reglarea putîndu-se face prin intermediul unui drosel montat în circuitul hidraulic al tractorului ;

— semănătoarea de precizie combinată pentru plante prăşitoare cu posibilităţi de administrare simultană a ierbicidelor SPC-6 a cărei distribuţie pneumatică asigură procesului de semănare indici superiori la un preţ de cost scăzut pe unitatea de suprafaţă însămînţată. Secţiile de semănat pot lucra la o distanţă reglabilă între rînduri de 50—100 cm ; realizează o precizie de semănat de 90% ;

— maşina de împrăştiat îngrăşăminte prin centrifugare MIC-l, care este o maşină simplă, de mare productivitate. Ea este purtată pe tractor, asigurînd printr-un sistem vibrator o bună scurgere a îngrăşămintelor sub formă de granule sau praf, chiar la umidităţi de 15%. Uniformitatea de împrăştiere este de 90%, iar productivitatea ajunge pînă la 60 ha/zi ;

— maşina de stropit şi prăfuit MSPU-900, utilaj universal destinat combaterii dăunătorilor, cu performanţe superioare altor tipuri ;

— presa de paie şi fîn PPF, utilaj de mare productivitate şi de tehnicitate ridicată, fiind echipată, printre altele, cu o instalaţie de ungere centralizată. Lucrează în agregat cu tractorul de 65 CP, executînd adunatul din brazdă şi balotatul paielor şi fînului. Are o productivitate de pînă la 18 t/h, viteza de deplasare în lucru fiind pînă la 7,5 km/h ;

— combina de recoltat cartofi CRC, care elimină consumul exagerat de forţă de muncă la recoltarea cartofilor. Lucrează pe soluri uşoare şi mijlocii, în cultură cu sau fără vrej, la o adîncime de lucru variabilă între 80—230 mm. Secţiile de dislocare au posibilitatea copierii solului datorită unui tambur profilat.

Dintre maşinile şi utilajele de morărit, proiectate I.C.P.M.A. şi aflate în fabricaţia de serie, sînt menţionate : mesele densimetrice, decojitoarele, filtrele, ecluzele, valţurile duble, sita plană, maşina de griş, care au înlocuit cu succes utilajele similare ce se importau.

Utilajele şi instalaţiile de morărit asimilate asigură şi depăşesc parametrii prevăzuţi şi realizează performanţe la nivelul tehnic actual. Ele sînt competitive pe plan internaţional, putînd contribui la mărirea volumului exportului de maşini şi utilaje.

Actualul cincinal se încheie cu succese importante în ceea ce priveşte asimilarea în fabricaţia de serie de noi tipuri de maşini şi utilaje pentru agricultură.

Astfel, în cadrul programului comun M.C.I.M.-M.A.S. pe perioada 1966—1970, aprobat prin ordinul nr. 150/1966, I.C.P.M.A. a proiectat şi executat prototipurile produselor principale ce au revenit ca sarcină de fabricaţie la întreprinderile din cadrul M.I.C.M.

În perioada 1966—1970, I.C.P.M.A. a proiectat circa 70% din numărul total al maşinilor şi utilajelor agricole asimilate în cadrul întreprinderilor M.I.C.M. şi al altor unităţi.

Dintre maşinile şi utilajele asimilate pe baza proiectelor elaborate de I.C.P.M.A. menţionăm : plug dezaxat pentru livadă ; plug cultivator pentru vie ; grupe cu discuri pentru livezi şi pante ; cultivator pentru livezi ; maşina de plantat răsaduri ; freze de diferite tipuri ; instalaţia pentru sortat mere ; instalaţia pentru sortat cartofi ; echipament mobil de irigare prin aspersiune ; încărcător de nutreţ din siloz de suprafaţă.

La tipurile de maşini şi utilaje prevăzute şi realizate conform ordinului comun M.I.C.M.—M.A.S. nr. 150/1966 se adaugă utilajele şi maşinile apărute pe parcurs pentru agricultură, precum şi pentru alte domenii conexe, rezultînd astfel un total de peste 300 de proiecte, pe baza cărora s-au executat prototipuri, modele experimentale, modele verificare proiect sau comenzi unicat.

Experienţa şi maturitatea proiectanţilor s-au valorificat în perioada 1966—1970 şi prin elaborarea unui însemnat număr de proiecte de instalaţii complexe pentru morile de grîu şi porumb, de mare productivitate de la Iaşi, Suceava, Sibiu şi Bacău.

Punerea în funcţiune a acestor mari obiective de importanţă republicană constituie un succes de prestigiu pentru institutul nostru, care a contribuit direct la realizarea lor începînd de la proiectare şi terminînd cu asistenţa tehnică de specialitate la montaj, probe tehnologice şi dare în exploatare.

În perioada 1966 — 1970, preocuparea institutului a fost canalizată, în mai mare măsură, spre dezvoltarea activităţii de cercetare, ceea ce a oferit cadrelor noastre de specialişti, încă din faza de întocmire a STE şi TP, posibilitatea valorificării mai bune a potenţialului lor creator, prin finalizarea unor soluţii tehnice noi.

Pe linia modernizării produselor din fabricaţia de serie, institutul a întocmit o serie de proiecte în scopul menţinerii acestora la un nivel tehnic ridicat, reducerii greutăţii proprii, îmbunătăţirii constructive, simplificării tehnologiei de execuţie şi extinderii domeniilor de utilizare a maşinilor.

În cadrul acestei acţiuni importante se înscriu proiectele de modernizare a semănăturii universale SU-29, a nivelatorului tractat NT-2,8, a căror greutate a fost rdusă cu circa 30%, maşinile de stropit şi prăfuit MSP-1 şi MSPC, la care consumul de materiale neferoase a fost redus cu aproximativ 30%, şi alte produse la care s-au realizat reducerea greutăţii, simplificarea tehnologiei de execuţie, îmbunătăţirea indicilor de lucru şi extinderea domeniului de utilizare.

Una dintre preocupările institutului, în ceea ce priveşte raţionalizarea în proiectarea şi fabricaţia maşinilor agricole a constituit-o elaborarea de standarde, norme şi proiecte tip. În perioada 1963—1970, institutul a elaborat un număr de 40 de lucrări de acest gen, dintre care sînt de reţinut:

— unificarea elementelor de legătură pentru cuplarea maşinilor agricole la tractoare;

— stabilirea unor serii raţionale de tipodimensiuni pentru unele ansamble sau repere cu utilizare extinsă la mai multe tipuri de maşini sau instalaţii agricole, cum sînt: transmisiile cardanice, cuplajele de siguranţă, aparatele de tăiere, cutiile şi reductoarele de viteză etc.

Aplicarea în proiectare şi în producţie a standardelor şi normelor elaborate de institut a avut ca efect obţinerea unor avantaje economice importante, în legătură cu mărirea seriilor de fabricaţie la unele ansamble şi repere, mărirea productivităţii în activitatea de proiectare şi asigurarea unei calităţi ridicate prin soluţii bine verificate.

Pe de altă parte, specialiştii institutului au participat activ la elaborarea unor recomandări de standardizare internaţională pe linie CAER, aducîndu-şi contribuţia directă la elaborarea a peste 30 de recomandări de acest fel.

Introducerea în fabricaţia de serie a noilor tipuri de maşini şi utilaje şi darea lor în exploatare la unităţile agricole sînt rezultatele unei colaborări rodnice, pe de o parte cu I.C.M.A. — institutul de specialitate al MAS şi pe de altă parte cu uzinele constructoare de maşini agricole, cu care s-a conlucrat, atît în faza de proiectare şi de avizare a proiectelor, cît şi în fazele următoare, pînă la asimilarea produsului în fabricaţia de serie.

În ultimii ani, această colaborare a cunoscut o dezvoltare crescîndă, concretizată prin convenţii de colaborare cu I.C.M.A. şi contracte cu uzinele beneficiare ale institutului.

În acest sens relevăm convenţiile de colaborare cu I.C.M.A., în curs de desfăşurare, cu privire la rezolvarea, în comun, a două importante probleme, şi anume: recoltarea mecanizată a porumbului şi recoltarea cartofilor în soluri grele.

Acţiunea de colaborare cu uzinele constructoare de maşini se evidenţiază pregnant în faza de definitivare a proiectelor, la care participarea acestora se concretizează prin propuneri de adaptări constructive la posibilităţile tehnologice proprii.

Realizările de pînă acum în domeniul construcţiilor de maşini agricole, la care institutul nostru şi-a adus o contribuţie însemnată, în colaborare cu I.C.M.A. şi uzinele constructoare de serie, nu epuizează însă întreaga diversitate de maşini şi utilaje destinate mecanizării proceselor agricole, în măsura pe care o reclamă dotarea agriculturii, pînă în 1975, cu mijloacele tehnice necesare mecanizării complete a tuturor lucrărilor agricole, nu numai la culturile mari, ci la totalitatea culturilor, inclusiv în legumicultură, viticultură, precum şi în zootehnie, aşa cum se subliniază în expunerea tovarăşului Nicolae Ceauşescu la recenta şedinţă a comitetului executiv al C.C. al P.C.R. şi a guvernului.

Programul comun de asimilare de maşini, utilaje agricole şi instalaţii pentru perioada 1971—1975, stabilit prin ordinul comun, MICM-MAS nr. 58/1970, reflectă această orientare şi constituie pentru institutul nostru o bază în desfăşurarea activităţii de viitor.

În cifre referitoare la numărul tipurilor de maşini şi utilaje, pe diferitele sectoare ale agriculturii, programul prevede a se asimila în această perioadă 110 produse principale, astfel: zootehnie 22; irigaţii 30; legumicultură 10; viticultură şi pomicultură 19; culturi de cîmp 22; pentru uz general 7.

Pentru dezvoltarea sectorului zootehnic se prevede asimilarea unor tipuri noi de maşini, utilaje şi instalaţii, cum sînt: combina autopropulsată pentru furaje; instalaţia de uscat, granulat şi brichetat furaje verzi etc.

Avînd în vedere creşterea importantă a suprafeţelor ce urmează a fi irigate, se prevede a se acorda o atenţie deosebită maşinilor şi utilajelor pentru irigaţii, cu precădere instalaţiilor mobile pentru irigat prin aspersiune, dintre care menţionăm: agregat autopropulsat pentru transportul transversal al aripilor de ploaie; maşina de curăţat şi profilat canale pentru tractorul de 65 CP pe roţi; aripă de ploaie din polietilenă densă.

În sectoarele legumicultură, viticultură şi pomicultură, pentru care, pînă de curînd, a lipsit baza energetică necesară mecanizării lucrărilor specifice, se prevăd importante dotări cu maşini şi utilaje pentru tractoarele pe roţi şi şenile de 40 CP, ca de exemplu:

— maşini de recoltat legume rădăcinoase, de recoltat roşii pentru consum, cu benzi transportoare, de recoltat mazăre verde, de recoltat fasole verde; cultivator pentru legume cu talie înaltă; maşină de săpat solul în sere; burghiu dezaxabil pentru săpat gropi; plug pentru desfundat la mare adîncime; dispozitiv de recoltat fructe cu umbrelă din prelată.

Pentru culturile de cîmp sînt prevăzute, de asemenea, a fi asimilate o serie importantă de maşini şi utilaje,dintre care cităm: utilaje pentru tractorul de 130—180 CP (plug, freză, agregat de semănători de cereale, cultivator); combină de recoltat porumb ştuleţi cu depănuşător; discuitor pentru tractorul pe şenile de 130 CP; combină de recoltat sfeclă pe două rînduri maşină tractată de stropit, de mare capacitate; maşină pneumatică de stropit şi prăfuit cu consum redus de lichid; instalaţie de condiţionat şi tratat seminţe de cereale de mare capacitate.

Pentru industria morăritului şi alte domenii conexe, prevederile etapei următoare se referă la relizarea de noi instalaţii complexe care să corespundă necesităţilor interne să creeze în perspectivă noi posibilităţi de extindere a exportului.

În legătură cu aceasta, menţionăm că, în perioada care urmează, institutul va trebui să se preocupe susţinut de asigurarea contractării execuţiei, după proiectele întocmite în acest an, a morii demontabile de 24 t 24 h capacitate cu performanţe tehnice ridicate ce o face competitivă pe piaţa internaţională.

Introducerea în fabricaţie a unor maşini şi utilaje agricole moderne este însă legată, inseparabil, de creaţia originală românească.

Maşinile şi utilajele agricole străine, avînd chiar parametri tehnici şi economici ridicaţi, nu vor putea corespunde întocmai condiţiilor specifice din ţara noastră, aşa cum de altfel s-a dovedit, ceea ce înseamnă că importul de utilaje, chiar dacă acesta are ca obiect maşini moderne, nu poate, în nici un caz, suplini nevoia cercetării proprii.

În plus, produsele care au la bază soluţii originale pot fi prezentate şi la export, bineînţeles cu condiţia ca acestea să fie competitive cu produsele similare străine.

Materializarea în producţie a soluţiilor originale capătă un caracter de urgenţă şi datorită, rapidei uzuri morale a utilajelor în condiţiile pătrunderii progresului tehnic şi ştiinţific în toate ramurile economiei.

Rezultatele obţinute de unitatea noastră pe linia valorificării creaţiei originale dovedesc că, în această direcţie, avem încă rezerve nefolositoare care vor trebui să fie valorificate, în viitor, într-o mai largă măsură, cunoscînd că aceasta constituie un imperativ major al prezentului şi mai ales al viitorului.

Apreciem că, sub acest aspect, cadrele tehnice cu experienţă vor trebui să se preocupe mai susţinut şi mai perseverent pentru realizarea maşinilor şi utilajelor bazate pe creaţia tehnico-ştiinţifică originală, cunoscînd fiind că în zilele noastre creaţia tehnică nu mai poate fi concepută numai ca rod al strădaniei unor gînditori singulari care lucrează izolat.

Aşa cum a demonstrat practica de pînă acum, soluţiile originale, ideile noi, se nasc acolo unde există colective de cercetare-proiectare omogene şi sudate, avînd asigurate condiţiile unui mediu propice de creaţie.

Principalele elemente ce se vor urmări în acţiunea de cercetare şi proiectare în noul cincinal vor trebui să conducă, în primul rînd, la realizarea de:

— maşini de concepţie originală;

— maşini cu caracter, fie mai universal, fie mai specializat, după caz, în cadrul diversificării produselor şi cu performanţe ridicate;

— maşini cu greutate proprie redusă şi, respectiv, cu consum redus de metal;

— simplificări în acţionarea şi transmisia maşinilor agricole prin introducerea acţionărilor hidrostatice;

— soluţii tehnologice noi pentru efectuarea unor lucrări sau operaţii agricole dificile etc.

În această direcţie menţionăm problema recoltării mecanizate a porumbului, pentru care institutul nostru a studiat, în colaborare cu I.C.M.A., a proiectat şi a executat un nou tip de combină de recoltat porumb (R—9), realizată sub formă de model, care în prezent se experimentează în cadrul planului de cercetări ştiinţifice şi care constituie o soluţie nouă ce prezintă perspective în ceea ce priveşte trecerea la fazele următoare ale asimilării.

La acest tip nou de combină s-a avut în vedere introducerea unui depănuşător, reducerea greutăţii şi simplificarea ei faţă de combinele de recoltat porumb fabricate anterior.

Rezolvarea problemelor rezultate în urma încercărilor din toamna aceasta şi definitivarea pentru faza de prototip vor constitui, pentru institutul nostru şi pentru I.C.M.A., una dintre realizările importante ale primului an din noul plan cincinal.

Pentru recoltarea cartofilor în soluri grele şi cu bulgări se studiază, în colaborare cu I.C.M.A., modul de rezolvare a acestei probleme, urmînd ca în anul viitor să se definitiveze soluţia privind echiparea combinei de recoltat cartofi — CRC — cu un dispozitiv de sfărîmat bulgări şi un dispozitiv de separare a bulgărilor, pietrelor etc. din masa de cartofi recoltaţi.

Introducerea acestor dispozitive pe combina CRC va permite universalizarea combinei pentru recoltarea cartofilor în toate tipurile de sol.

Demn de menţionat, pe linia simplificării fabricaţiei, a exploatării, precum şi, a asigurării pieselor de schimb la beneficiari este preocuparea institutului nostru privind unificarea din punct de vedere constructiv a pieselor componente ale maşinilor agricole.

În prezent se lucrează la elaborarea unor studii privind realizarea familiilor de pluguri, semănători şi maşini de administrat îngrăşăminte. De exemplu, în cazul semănătorilor, există posibilităţi de unificare a elementelor componente de circa 70%, obţinîndu-se o gamă de trei tipuri de semănători cu 21,29 şi 48 de rînduri.

Proiectarea tuturor tipurilor noi de maşini şi utilaje agricole va trebui ca în viitor să fie privită din ce în ce mai mult şi prin optica economisirii metalelor, cunoscînd că circa 75% din economiile de metal obţinute în diferite ţări sînt determinate în faza de concepţie a noilor produse şi numai 25 % de tehnologiile utilizate şi de măsurile ce se iau în procesul de fabricaţie propriu-zis.

Căile pentru obţinerea economiilor de metal sînt multiple, ele constituind pentru fiecare proiectant în parte tot atîtea posibilităţi de afirmare creatoare. Dintre cele care au dat rezultate bune în institutul nostru şi care se recomandă a fi accentuate şi generalizate menţionăm:

— determinarea eforturilor şi tensiunilor în piesele maşinii prin metoda de electrotensometrare;

— utilizarea maselor plastice;

— îmbunătăţirea continuă a schemei cinematice şi constructive prin scurtarea lanţurilor cinematice, perfecţionarea transmisiilor, eliminarea unor dispozitive inutile, adaptarea anumitor piese sau subansamble cu greutate şi gabarit reduse care să poată cumula mai multe funcţiuni;

— folosirea metodelor ştiinţifice de calcul pentru dimensionare şi evitarea metodelor aproximative;

— utilizarea oţelurilor de construcţie slab aliate;

— utilizarea profilelor uşoare, îndoite la rece, din oţel slab aliat.

Mărirea eficienţei tehnice şi economice a institutului va trebui urmărită pe căi multiple, între care de o importanţă crescîndă se situează:

— accentuarea şi dezvoltarea colaborării cu institutele de specialitate ale M.A.S., M.I.C.M., M.I.A. şi ale altor departamente.;

— legătura cu consiliile intercooperatiste care solicită realizarea de maşini şi utilaje destinate culturilor specifice din zonele respective, sarcină subliniată în recenta expunere a tovarăşului Nicolae Ceauşescu cu privire la îmbunătăţirea organizării, planificării şi conducerii agriculturii;

— stabilirea legăturilor cu unităţi similare din alte ţări pentru folosirea mai largă a posibilităţilor de cooperare în domeniul construcţiilor de maşini agricole;

— scurtarea ciclului cercetare-producţie care, în general, este încă lung. Pentru a reduce drumul parcurs de la ideea la exemplarul fizic din producţia de serie va trebui să se acţioneze cu toată convingerea asupra tuturor pîrghiilor care influenţează acest ciclu ca, de exemplu, durata fazei de experimentare. Legat de aceasta se impune ca avizarea STE şi TP de către forurile exterioare să se facă în viitor mai operativ şi cu simplificarea procedurii de avizare.

Pătrunderea adîncă şi masivă a ştiinţei în întreaga viaţă socială, cu deosebire în sectorul producţiei materiale, face ca rezultatele gîndirii ştiinţifice să contribuie la creşterea forţei omului, la sporirea avuţiei naţionale.

De aceea înaintarea fermă a economiei noastre pe calea progresului este considerabil legată de ridicarea potenţialului ştiinţific şi tehnic, de aplicarea în practică a cuceririlor ştiinţei contemporane.

În acest spirit, sesiunile ştiinţifice prilejuiesc un util schimb de idei, informaţii şi experienţă între specialiştii din aceleaşi domenii sau din domenii alăturate.

Sesiunea ştiinţifică a ICPMA, care marchează jubileul unui deceniu de activitate a institutului nostru, constituie un astfel de prilej în contextul cercetării şi creaţiei în domeniul maşinilor agricole şi alte domenii conexe.

Acest important moment va constitui începutul unei perioade cu mai multe realizări, la nivelul sarcinilor sporite ce revin sectorului construcţiilor de maşini agricole, aşa cum sînt ele prevăzute în Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. şi subliniate pregnant în expunerea tovarăşului Nicolae Ceauşescu la şedinţa comitetului executiv al C.C. al P.C.R. din 25 noiembrie 1970.

DIRECTOR I.C.P.M.A.
Ing. Tiberiu Abrihan

Prof. dr. ing. BERNARD HOROVITZ

Revista noastră are adînca durere de a anunţa încetarea din viaţă a prof. dr. ing. **BERNARD HOROVITZ**, membru al Comitetului de redacţie al revistei Construcţia de Maşini.

Născut la 23 februarie 1921 în comuna Sieu-Cristur, Jud. Cluj, dintr-o familie de învăţători, şi-a făcut în mod strălucit studiile începînd cu şcoala primară din Cîmpulung — Moldovenesc şi terminînd cu Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic din Timişoara, pe care a absolvit-o cu ,,Magna cum Laude'' în anul 1950.

După absolvire a funcţionat în cadrul Institutului politehnic — Timişoara, parcurgînd toate gradele ierarhiei universitare, iar din anul 1963 a condus Catedra de organe de maşini şi mecanisme. A avut o activitate didactică şi ştiinţifică deosebit de laborioasă. Este autorul unui număr de peste 100 lucrări ştiinţifice, manuale didactice, invenţii, inovaţii, articole publicate în presa de specialitate din ţară şi străinătate.

S-a preocupat în mod deosebit de cercetări privind durabilitatea curelelor trapezoidale şi late tip compound, a roţilor dinţate din oţel şi mase plastice, încercări privind rezistenţa la oboseală a diferitelor organe de maşini.

O atenţie deosebită a acordat colaborării cu producţia. A iniţiat şi executat numeroase lucrări pentru întreprinderi constructoare de maşini din ţară, urmărind pînă la capăt valorificarea în producţie a acestor lucrări, a acordat în mod continuu consultaţii şi asistenţă tehnică inginerilor şi tehnicienilor din industrie şi proiectări. A depus o activitate deosebită în cadrul A.S.I.T., apoi în cadrul C.N.I.T.

În calitate de profesor şi şef de catedră, a fost un neobosit îndrumător şi sprijinitor al studenţilor şi al colaboratorilor săi, bucurîndu-se din partea acestora de o deosebită stimă, preţuire şi respect.

Dispariţia sa în plină activitate creatoare a fost acceptată cu greu de membrii Comitetului de redacţie al revistei, care vor păstra o neştearsă amintire aceluia care a fost un activ colaborator al revistei, prof. dr. ing. Bernard Horovitz.

COMITETUL DE REDACŢIE

Revista revistelor

Stanki i instrument

nr. 6, 1970

Cearnko, D. V. — Fabricarea pieselor masive pe linii automate alcătuite din maşini tip ,,centru de prelucrare''.

Barbaciuk, V. I. — Utilizarea maşinilor fără masă deplasabilă pentru broşarea exterioară.

Davidov, G. L. ş. a. — Sistem pneumatic cu jet şi membrană pentru comanda strungurilor semiautomate.

Cebotarev, V. A. — Amplitudinea vibraţiilor plăcilor de bază ale maşinilor-unelte de precizie.

Sosonkin, V. L. şi *Moceaev, Iu. P.* — Studiul experimental al sistemului hidraulic cu releu de copiat cu avans longitudinal dependent.

Haratian, V. M. — Transmisia electrică cu tiristori a deplasării principale a maşinilor de rectificat.

Ghelfeld, O. M. şi *Berman, A. M.* — Proprietăţile statice ale unor surse de acţiuni dinamice la maşinile de rectificat.

Haritonov, A. M. şi *Korolev, E. G.* — Arbore conducător electric de mare rapiditate, cu viteză de rotaţie reglabilă.

Sot, A. S. ş. a. Firma optimă a canelurilor în T ale pieselor dispozitivelor universale de montaj.

Hvorostuhin, L. A. şi *Moskov, V. N.* — Influenţa netezirii cu diamant asupra calităţii cromării.

Derkaci, Iu. A. — Profilul frezei speciale de filetat.

Mustaev, R. H. şi *Biankin, N. P.* — Dispozitiv pentru măsurarea diametrului mediu al filetului exterior.

Glikin, A. S. şi *Teus, L. V.* — Măsurarea erorilor ciclice ale pasului filetului.

Ilatov, N. K. şi *Sokolovskii, I. B.* — Influenţa tratamentului termic preliminar asupra deformaţiei culisourilor-disc de oţel R 18.

Petrikovskii, E. L. — Automatizarea operaţiilor de poansonat.

Iaşin, G. G. şi *Pleşivţev, V. V.* — Burghiu pentru prelucrarea aliajelor uşoare.

Ivanov, A. P. şi *Driakina, I. P.* — Frezarea aliajelor refractare de niobiu.

Hitrun, N. M., *Pismennii, A. M.* şi *Riahina, P. E.* — Prelucrarea orificiilor canelate de diametru mare.

Dovbnia, S. A. ş. a. — Influenţa grosimii şi înălţimii arcurilor disc asupra caracteristicilor lor mecanice.

Simonenko, A. N. — Răcirea sculei cu jet de aer comprimat

× × × Sculă de broşat

× × × Noi maşini-unelte.

G.Z.

nr. 7, 1970

Margolit, R. B. şi *Laşin, A. A.* — Fabricarea şuruburilor conducătoare demontabile.

Voskoboinikov, B. S. — Influenţa vibraţiilor asupra calităţii suprafeţei la broşarea interioară.

Esterzon, M. A. şi *Strunin, B. N.* — Particularităţile rulării canelurilor de capăt pe treptele arborilor de diametru mare.

Bondar, M. P. şi *Miţ, Iu. K.* — Studiul mişcării în salturi prin alunecare.

Şeftel, B. T. — Evaluarea ondulaţiilor suprafeţelor de rostogolire prin metoda analizei spectrale.

Burkov, V. A. — Construcţii de ghidaje suprapuse călite.

Dreişner, E. P. — Creşterea vitezei deplasărilor rapide ale elementelor de forţă ale maşinilor-unelte agregat cu transmisie hidraulică.

Bron, L. S. şi *Jilin, D. D.* — Analiza sistemelor de reglare prin laminare şi de stabilizare a avansului de lucru.

Polei, L. Ia. ş. a. — Dispozitiv pentru echilibrarea dinamică a subansamblurilor la montaj.

Kultin, L. L. şi *Erepov, A. I.* — Calculul şabloanelor de copiat pentru rectificarea roţilor dinţate cu linie de angrenare concoidă.

Ţepkov, A. V. — Mecanism cardanic pentru transmiterea mişcării de rotaţie cu aceleaşi viteze unghiulare ale axelor.
Mşaneţkii, V. V. — Determinarea toleranţei la distanţa dintre articulaţiile paralelogramului.
Teterev, A. G. ş. a. — Evaluarea erorilor de prelucrare electrochimică a canalelor curbilinii.
Mitrovici, V. P. ş. a. — Uzura pieselor de bază de fontă călită ale maşinilor-unelte.
Kalihovskii, V. L., Şvarţman, P. I. şi *Faveliukis, M. I.* — Nomograme pentru regimuri de aşchiere, momente de răsucire şi puteri efective la filetarea cu capete cu deschidere automată.
Zatulovskii, D. M. — Detalonarea sculei pentru regimurile de honuire prin vibraţii.
Şişkov, V. D. — Neuniformitatea funcţionării frezelor-deget.
Moiscenko, O. T., Mastnîi, L. E. şi Sidorenko, L. S. — Rectificarea cu diamant a profilului frezelor-melc de aliaje dure.
Şevcenko, N. A., Cicerin, Iu. G. şi Cemodurov, N. M. — Influenţa unghiurilor de detalonare asupra durabilităţii capetelor de tăiat dinţi.
Kogut, A. F. şi *Malikov, F. P.* — Măsurarea uzurii radiale a cuţitelor.
Safronovici, A. A. — Direcţiile de dezvoltare a strungurilor carusel în R.F. a Germaniei.
Barîkina, V. A. şi *Rabkin, E. G.* — Principalele direcţii de dezvoltare a maşinilor-unelte cu comandă numerică program.
Rumianţev, A. V., Ivanov, V. K. şi *Demisenko, T. N.* — Prelucrarea electrochimică pe strung.
× × × Construcţia de maşini-unelte în Lituania.
× × × Noi maşini-unelte.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 6, 1970

Vîsokos, O. T. — Viitorul aparţine tineretului
Ciukardin, D. I. — În cinstea congresului consomolului
Koronin, V. I. — Construcţii sub patronatul tineretului
Pudicev, D. A. — Sarcinile tinerilor marinari de pe Baltica.
Sibir, F. V. şi *Ivjenko, V. K.* — Capul de serie al motonave ,,Căpitan Kuznarenko''.
Aşik, V. V., Lavkin, N. P. şi *Erohova, N. S.* — Calculul masei corpului cargoului.
Riabov, L. I. — Rezistenţa îmbinărilor curbe
× × × Informaţii asupra componenţei flotei maritime a U.R.S.S.
X X X Date asupra lansării navelor în 1969
Sergheeev, V. V. — Instalaţie de apă potabilă de tip nou
Lukin, G. Ia. — Analiza principalelor caracteristici ale instalaţiei de apà potabilă cu fierbere.
Momonov, K. A., Romanov, D. F. şi *Babuşkin, N. E.* — Studiul funcţionării instalaţiei de apă potabilă cu fierbere.
Seremet, V. P. — Sinteza de program a dispozitivelor de comandă automată a instalaţiilor electroenergetice ale navelor.
Makurin, P. A. — Posturi de comandă pentru nave
Nikiforovskii, N. N. — Alimentarea electrică a navelor de la sisteme cu neutrul pus la pămînt.
Ruderman, Z. S., Konrodi, L. G. şi *Dallin, Iu. N.* Un nou dispozitiv de control neîntrerupt al rezistenţei izolaţiei reţelei de navă.
Levin, B. M. — Caracteristicile de intrare ale antenelor cu mai multe bucle.
Maliarciuk, A. A. — Lansarea navelor cu cale înclinate, cu ajutorul greementului mecanic.
Iskra, E. V. şi *Farberov, M. D.* — Mecanizarea lucrărilor de pregătire şi vopsire.
Golovanov, N. N. Fabricarea elicelor marine prin turnare în modele fuzibile.
Eskov, V. M. ş. a. Planificarea operativă de atelier cu utilizarea maşinilor electronice de calcul.
Sarapova, R. S. — Mecanizarea calculelor pentru repararea navelor.
Levi, B. Z. — Nave de pasageri în perspectivă pentru deservirea liniilor marine de coastă.
× × × Conferinţa leninistă
× × × Conferinţa plenară a conducerii centrale a organizaţiei tehnico-ştiinţifice pentru industria navală.
× × × Aniversarea lui N. M. Homiakov
× × × Farul Tokarevskii.

G.Z.

nr. 7, 1970

Bogdanov, B. V. — Motonava combinată ,,Al XXIII-lea Congres al P.C.U.S.''.
Erşov, N. F. — Evaluarea rezistenţei navelor fluviale.
Baranovskii, M. E. şi *Masalskaia, G. V.* — Tendinţele principale de dezvoltare a navelor pentru transportul mărfurilor în vrac.
Ganov, E. V. — Utilizarea maşinilor electronice pentru calculul grinzilor cu reazeme elastice.
Boiţov, G. V. şi *Bronskii, L. I.* — Proiectarea elementelor de îmbinare a grinzilor învelişurilor de nave.
Palii, O. M. şi *Spiro, V. E.* — Ecuaţiile teoriei învelişurilor anizotrope de grosime medie.
Djus, V. E. — Laboratorul submersibil ,,Sadko—3''.
Gnesin, B. Ia. — Clasificarea şi terminologia sistemelor utilizate pe nave.
Ţvetkov, Iu. N. — Instalaţie termoelectrică de răcire pentru sistemele de condiţionare a aerului pe nave.
Popov, R. I. — Instalaţia energetică a navei frigorifer ,,Ostrov Russkii''.
Kniazev, L. V. şi *Moşnianskii, A. F.* — Metodă de determinare a pierderilor termice ale navelor-tanc.
Volkov, D. I. — Determinarea coeficienţilor de transmitere a căldurii la condensarea aburului în conductele schimbătoarelor de căldură.
Ruderman, Z. S. ş. a. — Experienţa reglării sistemelor tip URCN de distribuţie automată a sarcinilor active.
Nelepin, R. A. şi *Agheev, V. I.* — Utilizarea maşinilor numerice de calcul la rezolvarea problemelor de automatizare a navelor.
Perezin, G. G. ş. a. — Modernizarea lucrărilor de planificare şi programarea proceselor tehnologice.
Benderskii, F. B. şi *Cerkasskii, Iu.* S. — Mecanizarea prelucrării primare a oţelului profil.
Sinikov, V. A. şi *Kuvakin, V. V.* — Maşină pentru îndreptarea şi înfăşurarea sîrmei de electrozi.
Pavliucenko, V. F. — Drapelul roşu al Amurului.
Kovrîjkin, V. F. — Corabia — muncitor şi ostraş.
Nikolaev, B. D. — Bătălia din strîmtoarea Kerci.
Azarov, P. K. — Bicentenarul victoriei de la Cesma.
Şevelkin, F. P. — Maistrul A.M. Kurocikin.
× × × — Seminarul rectorilor universităţilor populare.
Stoţkii, L. R. — Sistemul internaţional de unităţi — baza noului standard de stat privind unităţile mărimilor fizice.

G.Z.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 7, 1970

Lunev, I. S. — Construcţia de automobile şi domeniile conexe
Raikov, I. Ia. şi *Starşinov, Iu. A.* — Distribuţia diferenţiată a uleiului la motoarele în doi timpi.
Ceapceaev, A. A. şi *Tuliakov, V. M.* — Despre îmbunătăţirea metodei de calcul al piciorului bielei pentru motoare de automobil.
Metliuk, N. F. — Reglarea automată a forţelor de frecare ale automobilului.
Maliukov, A. A. — Asupra calculului volumului de lucru al mecanismului hidraulic de blocare a diferenţialului.
Ostrovţev, A. N. şi *Derbaremdiker, A. D.* — Asupra problemei optimizării colaborării şi a tehnicii transportului auto.
Şmidt, A. G. — Influenţa unor factori asupra indicilor de viteză ai autoturismului.

Maşcenko, A. F. — Caracteristicile statică şi statistică ale frînelor de automobil.

Masaidov, M. S. — Vibraţiile de răsucire ale transmisiei automobilului, cu considerarea legăturilor reactive.

Uspenskii, I. N. — Determinarea rigidităţii suspensiei cu pîrghie.

Ciumakov, V. V. — Determinarea parcursului minim necesar la variaţia parametrilor regimului de funcţionare a automobilului.

Farobin, Ia. E. — Particularităţile mişcării eurbilinii a automobilelor cu puntea motoare în faţă.

Rîjikov, A. A., Zlotin, S. Z. şi *Kazarinov, I. B.* — Creşterea eficienţei maşinilor de turnare sub presiune prin presare dublă.

Ţelis, M. Ia. şi *Gorbacev, I. A.* — Turnarea de precizie cu modele fuzibile a culbutorilor de fontă cu structură diferenţiată, pentru motorul Moskvici—412.

Senkevici, E. V., Klaz, M. M. şi *Stroghin, M. I.* — Epurarea gazelor evacuate de vapori de solvenţi în instalaţia de uscare a încălzitoarelor de gaze.

Kostenko, V. P., Golkin, E. G. şi *Arhipov, V. I.* — Calculul geometriei pietrei de rectificat canelurile nucii de articulaţie cu contact unghiular.

Frid, S. E. — Automatizarea proiectării sculelor de broşat cu ajutorul maşinilor electronice de calcul.

Marţinovskii, L. Ia. şi *Sorocean, Iu. P.* — Construcţia axelor şi boghiurilor remorcilor şi semiremorcilor de fabricaţie străină.

Kostrov, A. V. — Noile automobile ale firmei japoneze Toio Kogio.

Petrov, A. V. — Transmisia hidromecanică a autocamioanelor fabricate în S.U.A.

G.Z.

Maschinenmarkt

nr. 52/1970

Felgentren, G. — Prelucrarea suprafeţelor prin lustruirea cu laminorul.

Enke, C. G. — Materiale sintetice, protecţie contra uzurii şi coroziunii.

Benninghoff, H. — Material sintetic galvanizat. (Un aliaj de material plastic cu metal avînd calităţi remarcabile).

K. A. van Oeteren — Conservarea oţelului laminat o mai bună protecţie contra coroziunii.

nr. 54/1970

Geerts, J. — Sisteme de transport comandate automat.

Evans, P. H. T. — De la malţ la bere.

E. de Jong. — Un vas — container ,,Roll — on/off'' spărgător de ghiaţă.

Kasten, F. — Mari rezervoare cu transport pe role spre locul de amplasament.

Poliacek, J. — Mini şi Maxi în Earls Court'' (Vehicul pentru transportat şi încărcat containere de 30 t etc.)

nr. 55/1970

Rahtz, R. — Executarea canalelor de pană cu o singură maşină.

Betaneli, A. J. şi *Dsamojev, B. L.* — Solicitarea tăişului uneltei în timpul fixării.

Sauer, L. — Utilizarea economică a uneltelor moderne de aşchiere.

Lasarow, J.— Ceasornice de măsurat. Erori şi limite de utilizare.
Erori la măsurarea preciziei geometrice la maşini-unelte.

Hübsch, H. — Valori mecanice de influenţă asupra bruiajului (Zgomotului) produs de pompe.

nr. 56/1970

Miloiu Gh. — Angrenaje de mare putere.

Heidger M. — Frîne pentru vehicule şi dispozitive de ridicat.

Reinsch. H. — Angrenaje hidrostatice. Acţionări pentru pornire lentă şi accelerare fără şocuri.

nr. 58/1970

Brüning, R. — Fenomene la arderea motorinei şi a gazelor.

Kopsan, W. — Instalaţii pentru apa de alimentare (a cazanelor).

Wilke, H. — Repartizarea costului de energie asupra preţului de cost.

Weis, H. — A proiecta corespunzător viitorului este porunca actuală.

nr. 60/1970

Dingel, W. — Probe de rupere la unelte.

Mang, T. şi *Neumann, W.* — Aprecierea mijloacelor de ungere şi răcire amestecate cu apă. Înregistrarea simplă a timpului neîntrerupt de lucru.

Trapp, F. — Electricitate statică nedorită.

Wissler, K. — Utilizarea răşinilor topite în construcţia maşinilor-unelte.
Material sintetic la supapa forţei de frînare.

nr. 61/1970

Sawatzki, O. şi *Köhler, M.* — Cercetări la o pompă de frecare

Kühnel, W. — Influenţa numărului paletelor la rotorii turbinelor axiale.

Bláha, J. — Turaje specifice optimale la pompe cu elice.

nr. 62/1970

Ioachim, H. şi *Heller Schönbach, G.* — Formarea la cald a foliilor sintetice termoplastice.

Becker, O. — Amestecător rapid în industria materialelor sintetice.

Kiesow, H. şi *Mihm, M. H.* — Construcţia bazată pe calcule a capitalurilor de investiţie.

Bláha, J. — Proiectarea paletelor de rotaţie la pompele cu elice.

Reinsch, H. H. — Sudura cu înaltă frecvenţă a materialelor sintetice.

Knoll, E. — Construcţia dinamică de maşini din material sintetic.

nr. 69/1970

Harich, H. — Desprăfuitorii din ţesături trebuie să includă cheltuieli mari de exploatare.

Pütz, W. — Reparaţia marilor rezervoare în industria chimică.

Bolek, M. — Optimizarea suprafeţei de filtru la filtrarea în vacuum.

Blaha, J. — Profiluri de roţi la pompele elicoidale.

Baltz, E. — Conceperea unei acţionări noi la calandrii de materiale sintetice.

Schunemann, J. — Schimb de experienţă la obiectul expus.

nr. 70/1970

Versailles, A. C. — Forjarea de piese brute complicate.
Calculul duratei de lucru şi al numărului de piese pe oră

Kretschmer, G. — Condiţiuni optimale la prepararea conservativă a vaselor cilindrice.

Friedrich, R., Juesten, U. şi Rechlin, B. — Comportarea presei la ştanţat. Unealta de tăiat la examinarea comparativă a comportării dinamice a preselor la executarea tăierii închise în tablă subţire.

Caspars, K. H. — Controlul în turnătorie. Examinarea anterioară a compoziţiei chimice a fontei.

nr. 71/1970

Krippendarff- H. — Vase de depozitare în industria uleiurilor minerale.

Ziesling, K. — Dispozitiv de prindere prin vacuum fără racord energetic.
Ocklind, S. — Transportul raţional al lemnului prin transportoare orizontale.
Ehrich, G. — Dezvoltarea unui escavator fără zgomot.
Fuchs, T. A. — Probleme de ungere la arbori cu turaţii ridicate.

nr. 72/1970

Feinauer, E. — Sistem de fixare a uneltei la maşinile NC (Numerical control).
Derenthal, R. — Corectură formei cercului la şlefuit prin introducere cu cursă scurtă.
Herholz, H. — Programarea unei maşini NC.
Claas, H. — De la maşina de secerat şi treerat la calea de transfer.

nr. 73/1970

Krug, H. — Aspecte puţin cunoscute a unor ramuri de industrie în progres.
Lang, F. şi *Wagner, R.* — Şlefuitul concomitent a două suprafeţe.
Catellani, G. — Prelucrarea directă după desen. Exemple de lucru pentru comanda opticelectronică după forma conturului.
Schaumjan, G. A. şi *Tschernjanskiy, P. M.* — Strunjirea într-un singur sens. Un procedeu nou pentru prelucrarea la strung.
Neubrand, P. — Introducerea centrelor de prelucrare după sistemul modular. Puncte de vedere privind alegerea, dezvoltarea şi introducerea fabricaţiilor automate pentru producerea în serie şi individuală.
Klicpera — Stabilirea temperaturii la aşchiere. Vedere generală asupra procedeelor utilizate şi a ordinei lor sistematice.

Die Maschine

nr. 8/1970

Energia calorică în maşinile-unelte
— Acţionări hidraulice la avans în maşinile-unelte
Kohl, W. — Corectura erorii la păpuşa fixă şi la temperatură precum şi uzura uneltei în exemplul unei maşini cu mai multe axe.
Pohl, A. — Organizarea lucrului, dispozitivele de aducere a pieselor de prelucrat şi maşinile de montaj.
Defecte şi cauzele lor la strungurile-revolver automate.
Altschul, R. — Tehnica angrenajelor rămîne actuală.
Clasen, U. — Instalaţie centrală pentru alimentarea cu ulei de şelefuit şi pentru curăţarea acestuia.
Ose, G. — Aparatură de comandă la joasă tensiune.

Schweisstechnik

nr. 9/1970

Volkhard, E. — Materiale adiţionale noi pentru sudura oţelurilor aliate.
Pertusini, R. — Noul graifăr flotant „Marcus" al instituţiei de construcţii fluviale.

Gh. C.

Technische Zeitschrift

nr. 6/1970

Osman, M. O. M., Sankar, T. S. — Asprimea suprafeţei prelucrate, un procedeu rapid de control al gradului de netezire la strunjitul fin.
Sadowy, M. şi *Ohlemacher, W.* — Forţe de tăiere, uzura şi durata la strunjitul unui aliaj de aluminiu cu conţinut de siliciu.
Kirchner, E. — Posibilităţi de optimizare la lucrările de strunjit cu considerare specială a strungurilor comandate numeric.

Kiessling, H. şi *Zölzer, H.* — Maşini NC şi programarea lor cu EXAPT. Importanţa tehnologiei la utilizarea maşinilor — unelte NC în cadrul programării de maşini.
Schomann, R. W. — Maşini de frezat NC şi centre de prelucrare după principiul construcţiei modulare.
Gehring, R. — O nouă comandă numerică simplificată pentru strunguri revolver.
Karg, E. — Conferinţa privind comanda numerică la şcolile tehnice.
Wallentin, W. — „Dispo Data" un nou sistem de administrare a capacităţii prin comanda prelucrării.

Gh. C.

The Journal of Automotive Engineering

sept 1970

Perrott, Francis — Transporturi urbane ale viitorului
Longfoot, G. — Proiectarea pistoanelor motoarelor diesel
Russell, J. B. — Proiectarea aerodinamică (III) — influenţa asupra stabilităţii vehiculului.

Chaud—froid—plomberie

august 1970

Libert, A. — Condiţionarea aerului (II)
Fridmann, P. — Stadiul reţelelor hidraulice şi aerolice
Mackensen, E. — Pompa de circulaţie în practica încălzirii centrale (III).
Rigaad, J. — Apele din ploi

sept 1970

Rigaud, J. — Apa caldă
Calmels, R. — Ventilaţia în bucătăriile mari
Fridmann, P. — Studiul hidraulic al unui post de reciclare şi de amestecare
Petit, R. — Contoarele de apă

Refrigeration and Air Conditioning

septembrie 1970

Gosling, C. T. — Condensatoarele răcite cu aer
Advani, A. — O nouă metodă de deumidificare

Energie fluide et Lubrification

aug—sept 1970

Serrière, R. — Anchetă economică asupra pieţii hidraulice şi pneumatice în Franţa
Toet, G. — Determinarea cilindreii pompelor şi motoarelor volumetrice plecînd de la măsurările de debit
Trémoliéres, J. Logica fluidică aplicată la protezele respiratorii.
Bland, M. P. — Detectori fluidici pentru măsurarea raportului de presiuni
Sitte, R. — Divizori de debit rotativi

The Institution of Mechanical Engineers Proceedings 1969—70—Automobile Division

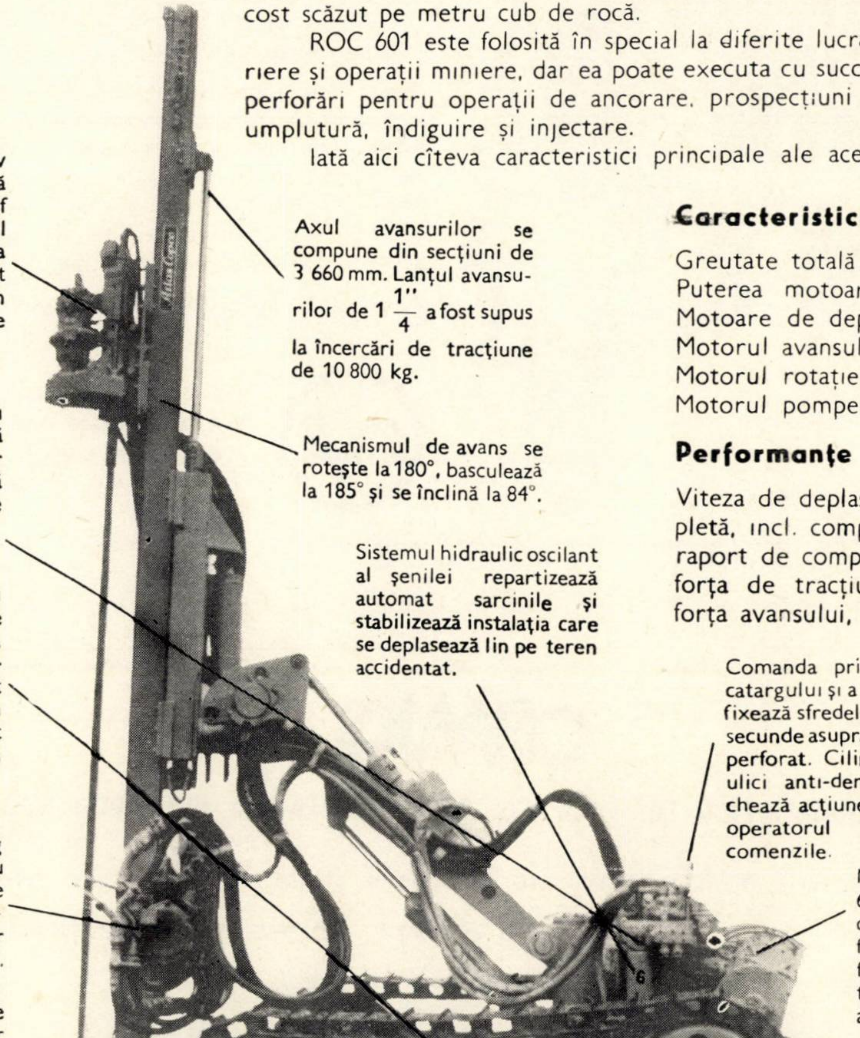
Palmer, R. M — Încercarea de proiectare a unui automobil cu aburi
Abbas, S. A., Culitt, N. J. şi *Hooke, C. J.* — Distribuţia de temperatură în frînele cu discuri
Thompson, A. G. — Amortizarea optimă într-o suspensie excitată neliniar
Mather, D. — O analiză a şocului vertical permanent
Bastow, D. — Mecanisme de direcţie
Grime, G., Jenes, I. S. — Ciocnirile automobilelor

Perforator universal cu parametri amelioraţi, montat pe şenile

Instalaţia de foraj montată pe şenile ROC 601 prezintă un număr de dispozitive noi care îi permit să opereze în cele mai variate conditii la un cost scăzut pe metru cub de rocă.

ROC 601 este folosită în special la diferite lucrări de construcţii, cariere şi operaţii miniere, dar ea poate executa cu succes şi săpări de puţuri, perforări pentru operaţii de ancorare, prospecţiuni subterane, lucrări de umplutură, îndiguire şi injectare.

Iată aici cîteva caracteristici principale ale acestei maşini.



Sfredelul acţionat rotativ de către piston dezvoltă un cuplu puternic: 35 kgf care este uşor convertibil în 80 kgf. Aceasta face ca sapa să se rotească constant la viteza optimă chiar în formaţiuni neconsolidate sau faliate.

Comandă separată a şenilei şi blocare hidraulică instantanee a cadrelor şenilei. Maşina este fixată în poziţia dorită, gata de acţiune.

Axa de rotaţie a sistemului oscilator de şenile este plasată la centru şi nu la partea din spate a instalaţiei. Acest aranjament împreună cu un centru de gravitaţie coborît măresc stabilitatea şi securitatea maşinii.

Avansul puternic 2,000kg — împinge sapa cu rapiditate în jos, reduce uzura sfredelelor, accelerează extracţia prăjinilor grele din găuri adînci.

Ghidajul cu deschidere automată al sfredelelor prinde automat mufa de cuplare în drumul ei ascendent. Datorită mişcării de rotaţie reversibilă prăjinile pot fi conectate sau deconectate în cîteva secunde, reducîndu-se astfel timpii morţi.

Axul avansurilor se compune din secţiuni de 3 660 mm. Lanţul avansurilor de 1 $\frac{1''}{4}$ a fost supus la încercări de tracţiune de 10 800 kg.

Mecanismul de avans se roteşte la 180°, basculează la 185° şi se înclină la 84°.

Sistemul hidraulic oscilant al şenilei repartizează automat sarcinile şi stabilizează instalaţia care se deplasează lin pe teren accidentat.

Comanda prin buton a catargului şi a avansurilor fixează sfredelul în cîteva secunde asupra locului de perforat. Cilindrii hidraulici anti-derapanţi blochează acţiunea îndată ce operatorul a părăsit comenzile.

Motoarele de deplasare de 6 cilindri dezvoltă un cuplu foarte ridicat. O forţă tractivă de 4 000 kg face să înainteze perforatorul pe teren oricît de accidentat.

Frîne automate cu disc blochează şenilele îndată ce operatorul a părăsit comenzile motoarelor de deplasare.

Caracteristici principale:

Greutate totală 4 380 kg
Puterea motoarelor:
Motoare de deplasare, fiecare 7 CP
Motorul avansului, 5 CP
Motorul rotaţiei, 4,5 CP
Motorul pompei, 4,5 CP

Performanţe

Viteza de deplasare, instalaţia completă, incl. compresor
raport de compresie 77:1, 3,3 km/h
forţa de tracţiune, max 4 000 kg
forţa avansului, 2 000 kg.

Gama de utilaje pentru minerit ATLAS COPCO include: perforatoare de rocă, sfredele, instalaţii de foraj în întregime mecanizate, sondeze cu coroană cu **diamante**, utilaj pentru perforatoare de rocă, încărcătoare, vinciuri, pompe şi compresoare de toate dimensiunile.

Atlas Copco

Stockholm, Suedia

Vînzări şi Service în peste o sută de ţări

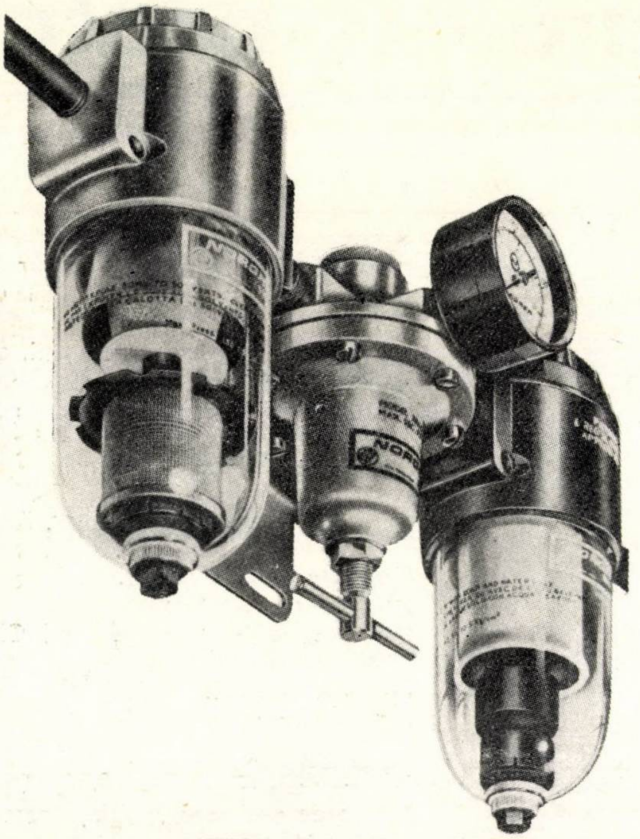
Utilizaţi cuponul de răspuns pentru a solicita informaţii tehnice suplimentare.

Către ATLAS COPCO AB, S—105 23 Stockholm. Suedia.
Vă rog expediaţi detalii tehnice asupra ROC 601.
Doresc informaţii în: engleză; germană; franceză.

Nume ____________________
Funcţia ____________________
Intreprinderea ____________________
Adresa ____________________

17/70

PUBLICOM



Instalații pneumatice de precizie

NORGREN

Instrumente pneumatice,

mașini pentru ambalarea produselor alimentare și farmaceutice, conveioare de pulberi și echipament pentru vopsire prin pulverizare sînt cîteva dintre aplicațiile INSTALAȚIILOR PNEUMATICE DE PRECIZIE NORGREN. În toate aceste utilaje absența transferului de ulei și determinarea precisă a presiunii sînt esențiale.

Dimensiunea tuburilor $\frac{1''}{4}$ pînă la 1''.

Pentru informații detaliate adresați-vă la:
C.A. NORGREN LTD,
SHIPSTON-ON-STOUR WARWICKSHIRE,
ENGLAND TEL SHIPSTON-ON-STOUR
676 (5 linii).

PUBLICOM

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECȚIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese și imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecționat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).
Economie apreciabilă de timp și personal la prelucrarea

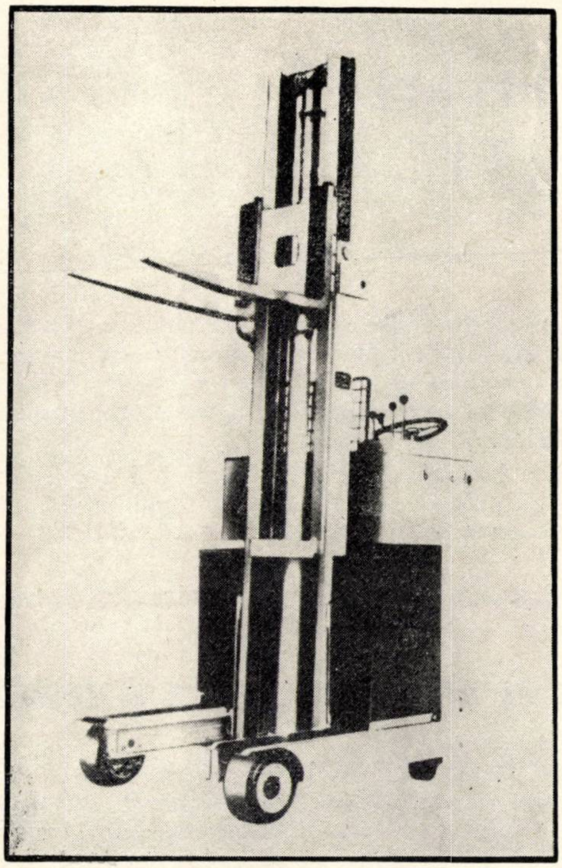
NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fișele de însoțire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREȚI DOCUMENTAȚIILE GRATUITE LA 201 Ro

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 84-92

balkancar



UN EXCELENT MIJLOC TEHNIC ESTE LA ÎNDEMÎNA DUMNEAVOASTRĂ

Pentru a vă asigura serviciile celui mai corespunzător, alegeţi-l din vasta gamă a produselor „BALKANCAR".

ELECTROCARE

elevatoare universale pentru înălţime de ridicare mare, cu palete, elevatoare cu platformă pentru înălţimi reduse, tractoare, cu benă basculantă.

CĂRUCIOARE CU MOTOR TERMIC

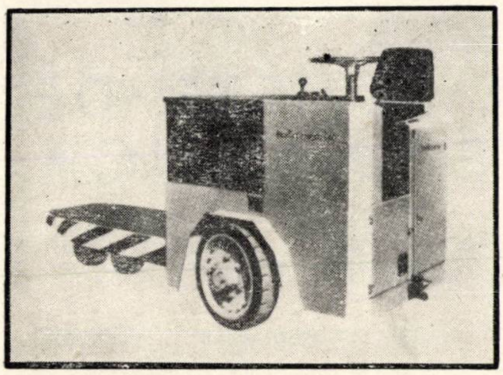
elevatoare universale pentru înălţimi mari, cu platformă sau benă basculantă, la alegere: cu motor diesel sau cu benzină.

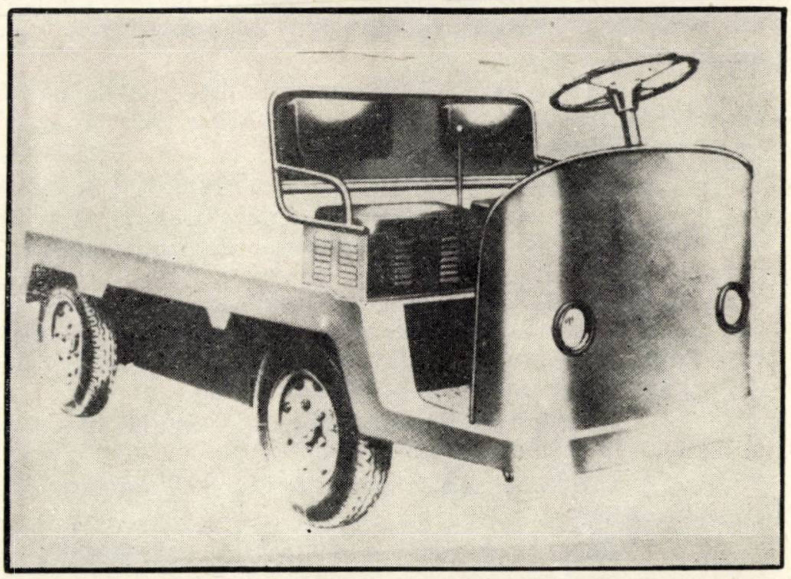
Maşinile realizate de „BALKANCAR" prezintă avantajul asigurării asistenţei tehnice şi a pieselor de schimb necesare.

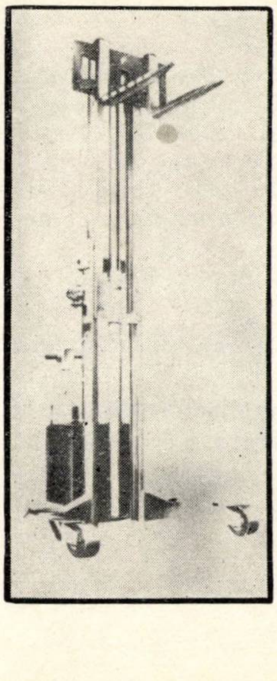
Pentru orice informaţie sau cerere de ofertă, vă rugăm a vă adresa la:

BALKANCARIMPEX, Direcţia „Export"

Bulgaria, Sofia
56, str. Alabin
Telex: 022386
Telegrame: Balkancarimpex — Export Sofia.







balkancar

PUBLICOM

REVISTA DE CHIMIE ANALITICĂ

Supliment al Revistei de Chimie

Începînd din ianuarie 1971, va apare trimestrial „Revista de chimie analitică”, ca supliment al Revistei de chimie. Ţinînd seamă de numărul mare de chimişti analişti care activează în cele mai diverse sectoare de activitate productivă şi de cercetare, această nouă publicaţie îşi propune să devină un instrument de antrenare şi stimulare a cercetării proprii fundamentale aplicative în domeniul chimiei analitice.

În coloanele revistei se vor publica lucrări originale, metode noi de separare, identificare şi determinare, construcţii de aparate, procedee noi de analiză rapidă continuă şi automată, articole de sinteză bazate pe literatura la zi, informaţii, recenzii, indicaţii bibliografice, reclame.

Materialele care urmează a fi publicate vor fi trimise pe adresa redacţiei :

CENTRUL DE DOCUMENTARE AL INDUSTRIEI CHIMICE ŞI PETROLIERE

Bd.N.Bălcescu nr. 16, sectorul I, Bucureşti, cu menţiunea „pentru Revista de chimie analitică”

Costul unui abonament anual pentru instituţii este de 100 lei şi se poate depune în contul virament nr. 640 301 14, BNRSR, Filiala sectorului I Bucureşti, sau la sediul redacţiei.

TEMATICA REVISTEI DE CHIMIE ANALITICĂ

Unul dintre domeniile de strictă specialitate, care s-a dezvoltat foarte mult în ultimii ani o dată cu dezvoltarea industriei în general şi în special a industriei chimice, este chimia analitică.

Tematica Revistei de chimie analitică urmăreşte să cuprindă probleme care interesează cercetarea, producţia, controlul fabricaţiei, calitatea produselor, protecţia muncii, informarea şi perfecţionarea cadrelor.

1. Probleme de cercetare fundamentală şi aplicativă.

Lucrări care se referă la cunoaşterea şi dezvoltarea bazei teoretice a fenomenelor şi tehnicilor de bază, metode moderne care pot îmbunătăţi sau înlocui actualele metode aplicate în controlul tehnologic pentru cunoaşterea şi controlul proceselor ce se petrec în diferite faze catalitice de prelucrare a hidrocarburilor lichide şi gazoase, de prelucrare a minereurilor, sau de finisare a produselor, mecanisme ale unor procese de sinteză organică de bază sau sinteză fină, cercetări de analiză spectrală, electrochimie, metode magnetice, de raze X, metode de separare, de interpretare statistică etc.

2. Lucrări de sinteză bazate pe studiul literaturii de specialitate, atît în domeniul teoretic, cît şi în cel aplicativ.

3. Informaţii şi anunţuri referitoare la manifestări din domeniul chimiei analitice interne şi internaţionale.

4. Recenzii de cărţi şi articole de specialitate, informaţii bibliografice.

5. ~~Reclame~~ privind reactivi, tehnică de lucru, aparatură de laborator.

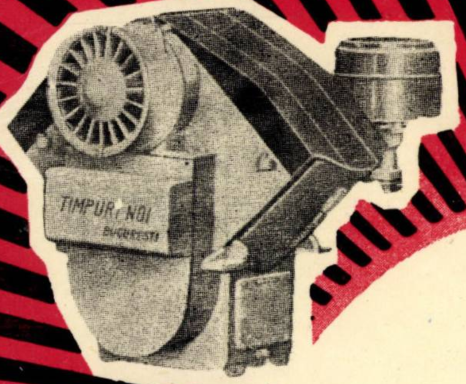
Revista se adresează specialiştilor în chimie analitică, cu activitate aproape în toate domeniile ştiinţelor tehnice, avînd acelaşi obiectiv şi cîmp de activitate, metode moderne de analize chimice şi fizico-chimice.

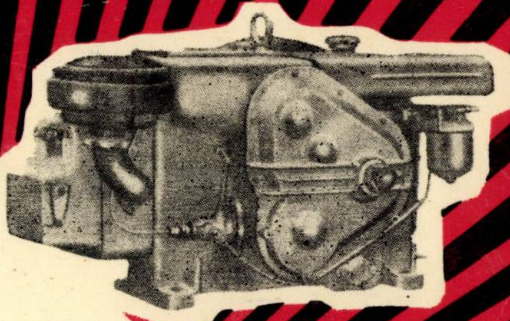
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

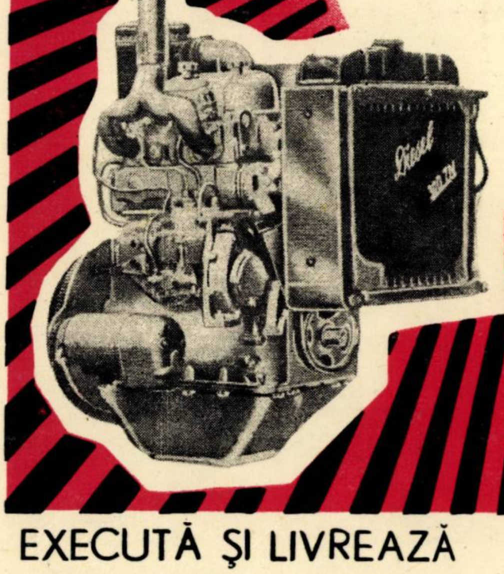
TIMPURI NOI

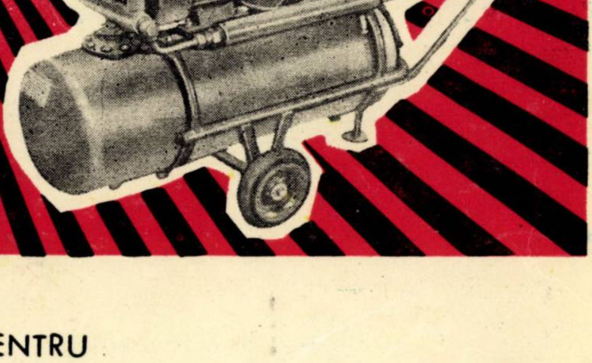
BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"





EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c. ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 — 35 KGF/CM^2 PENTRU:

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

1971 IUN 23

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2.6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
București
tel. 31.51.02

3279

REFERALVA

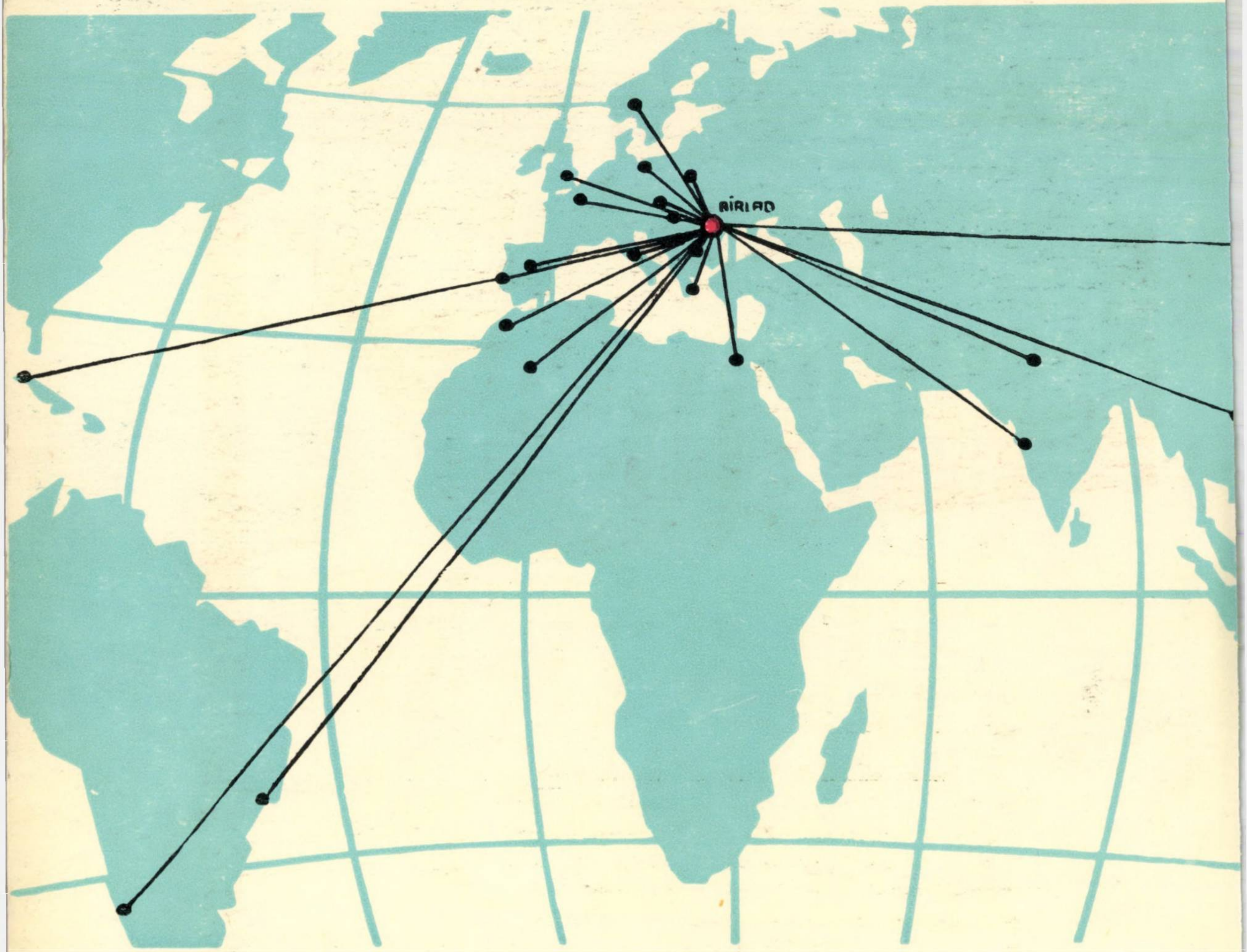
04

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

4

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXIII • nr. 4 • APRILIE 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

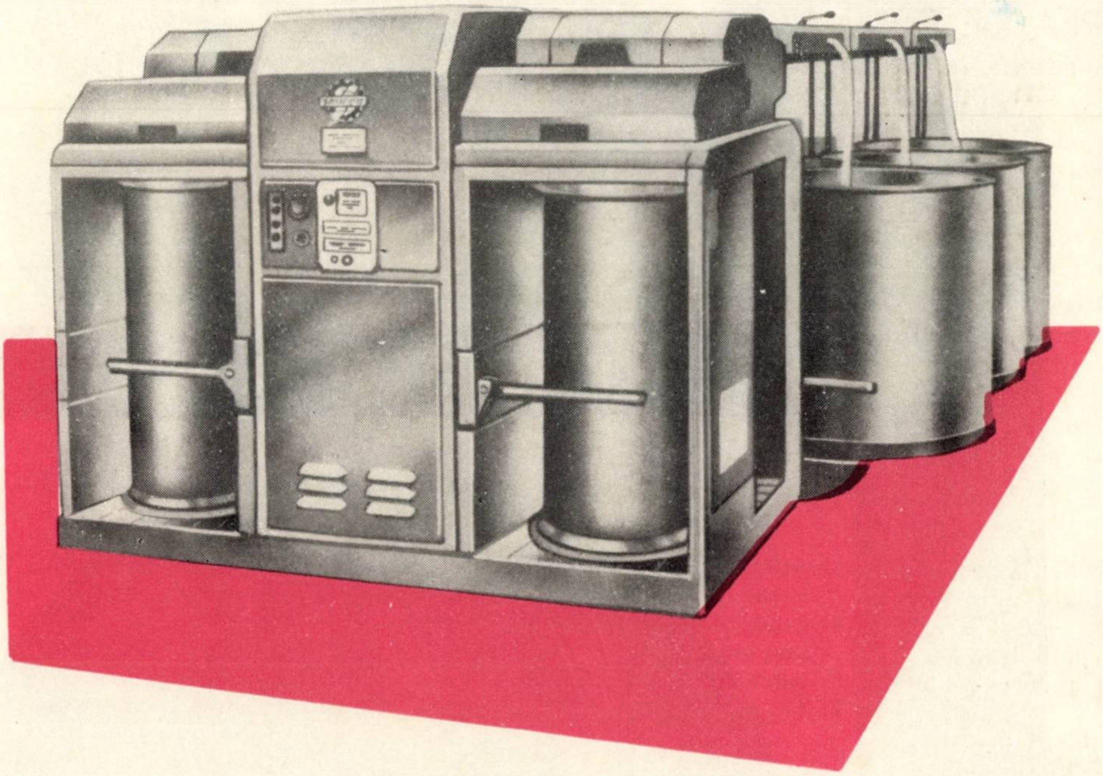
SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri:*
- *rulmenți de constructie specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F R B
MADE IN RUMANIA

uzina UNIREA Cluj

[illegible] SZAKKÖNYVTÁR ÉS [illegible] KÖZPONT 1963



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m/min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

Maşina se execută după licenţa firmei INGOLSTADT—R.F G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele:

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat.
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAŢA 1 MAI NR. 2 TELEFON 229.10-TELEX 238

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI—BĂNEASA
STR EROU IANCU NICOLAE NR. 32, ROMÂNIA – BUCUREŞTI II TELEFON 33.38.30–TELEX 011203 CONT VIRAMENT 300.60.200 BNRSR S. II.

băneasa

PIESE RADIO

Rezistoare cu peliculă de carbon
Rezistoare bobinate
Termistoare
Condensatoare polistiren
Condensatoare poliester metalizat
Condensatoare hîrtie metalizată
Condensatoare hîrtie, pentru echipament auto
Condensatoare hîrtie, pentru startere
Condensatoare hîrtie, pentru antiparazitare
Condensatoare hîrtie, pentru telefonie
Condensatoare electrolitice normale
Condensatoare electrolitice miniatură
Condensatoare ceramice
Cablaje imprimate

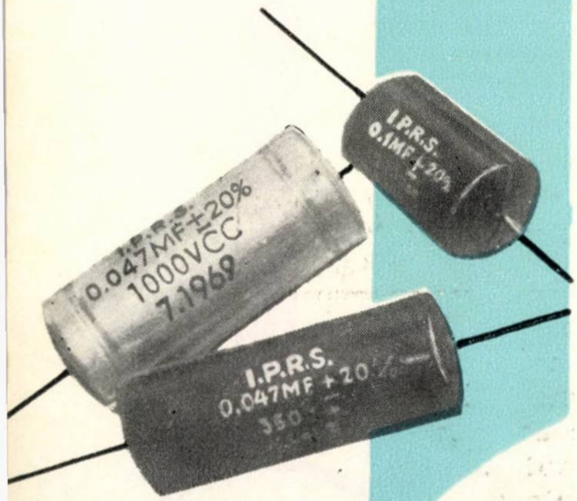
DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

Tranzistoare cu germaniu de joasă frecvenţă
- de mică putere
- de medie putere
- de putere

Tranzistoare cu germaniu de înaltă frecvenţă
- de mică putere
- drift

Tranzistoare de putere
Diode de semnal şi comutaţie cu contact punctiform
Diode redresoare cu germaniu
Diode redresoare cu siliciu
- de mică putere
- de putere

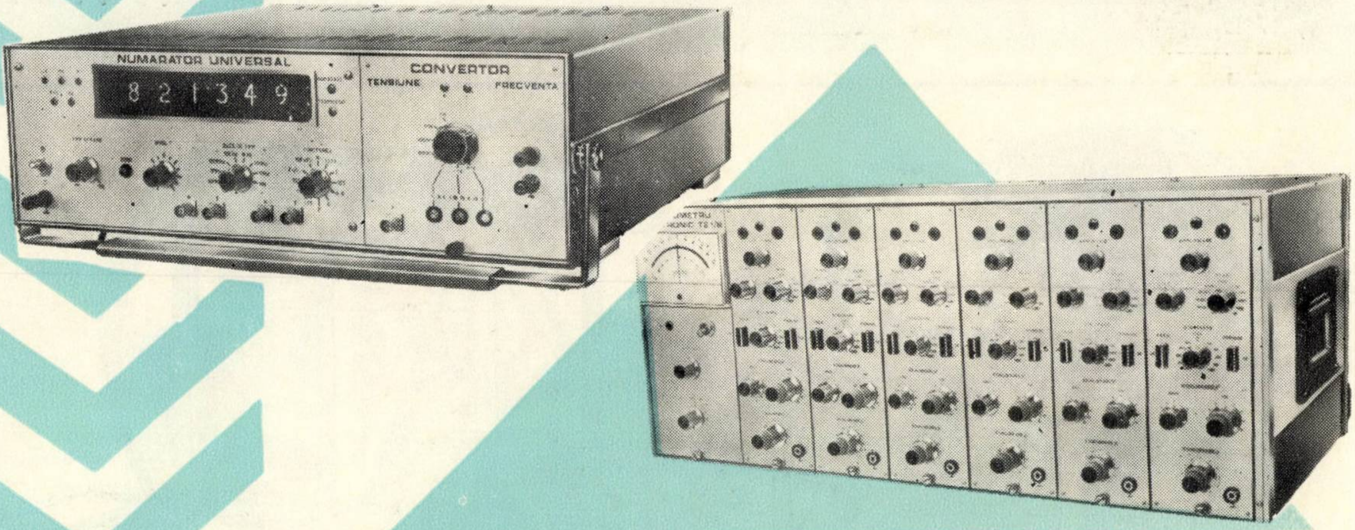
Diode stabilizatoare de tensiune cu siliciu, de mică putere
Fotodiode cu germaniu



Vă rugăm să consultaţi cataloagele noastre.
Cabinetul tehnic, telef. 33.38.30/152.

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI — BĂNEASA
CABINETUL TEHNIC ● STR. EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● BUCUREŞTI ● SECTORUL 2

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI PENTRU ELECTRONICĂ ŞI TEHNICĂ DE CALCUL



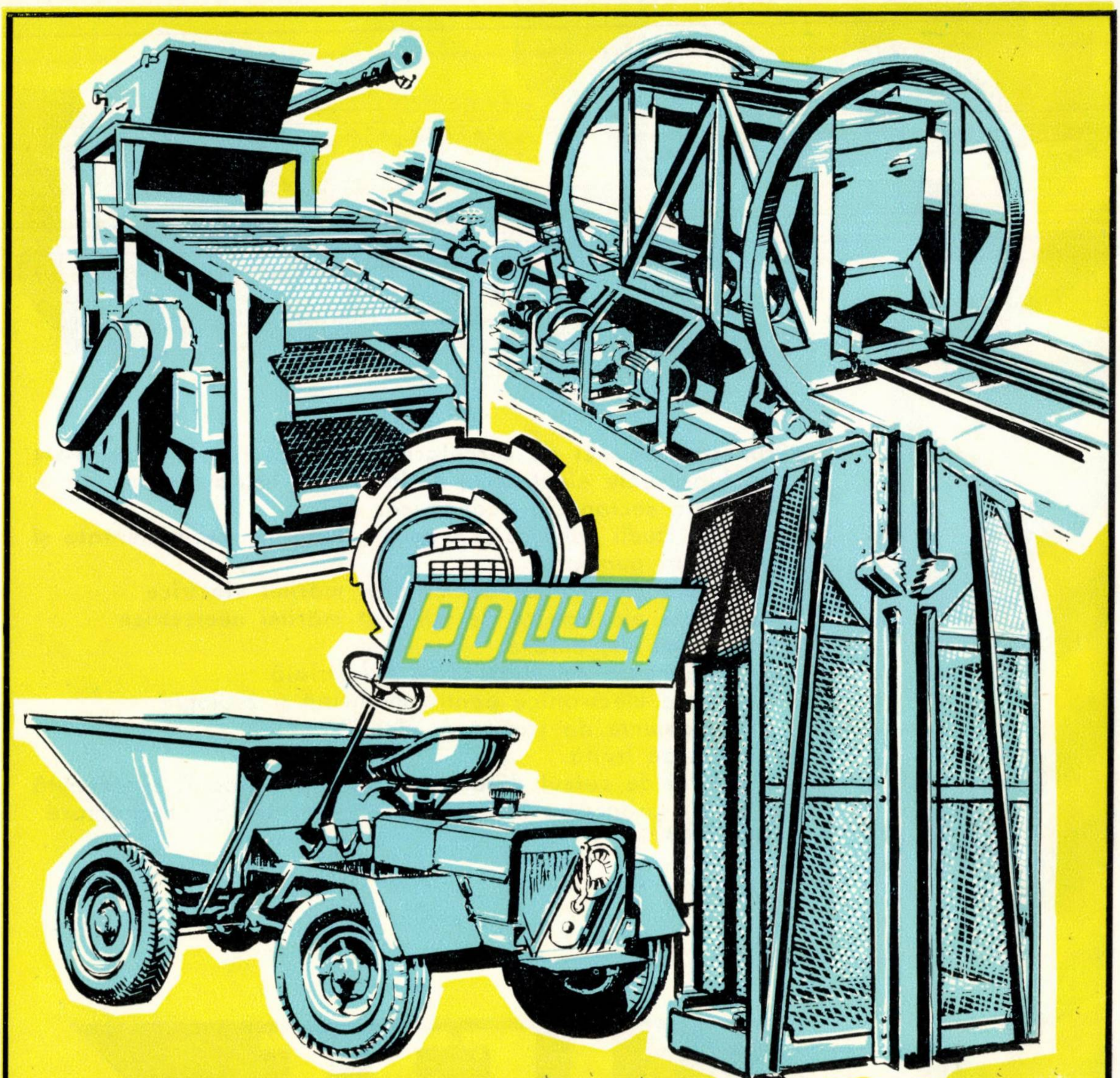
- Primeşte comenzi de cercetare şi proiectare pentru aparate şi echipamente electronice de laborator sau pentru industrie, din toate sectoarele economice.
- Execută studii tehnico-economice, modele experimentale şi prototipuri pentru:
  - — aparate electronice de măsurat mărimi electrice
  - — aparate electronice de măsurat mărimi neelectrice
  - — surse de alimentare
  - — echipamente de electronică industrială
  - — aparate electronice pentru medicină şi biologie
  - — echipamente de radiocomunicaţii
  - — piese de ferită.
- În centrul de calcul dotat cu echipament modern se execută la cerere programe în următoarele limbaje de programare:
  - — FORTRAN
  - — COBOL
  - — ASSIRIS.

IETC

— Bucureşti, Bdul Kalinin nr. 18, Sector 1, Telefon 33.61.91 —

UZINA MECANICĂ DE MAŞINI ŞI UTILAJ MINIER

BAIA MARE



Produce şi livrează curent utilaje şi instalaţii de extracţie şi preparare a minereurilor neferoase:

- —diverse clasoare spirale şi cu greblă;
- —site vibratoare şi ciururi;
- —celule de flotare şi filtre de vid;
- —diverse alimentatoare, împingătoare, agitatoare şi îngroşătoare;
- —pompe antiabrazive;
- —colivii pentru maşinile de extracţie, vagonete-funicular, precum şi scule de perforare minieră.

Pentru transportul uzinal şi pe şantierele de construcţii execută şi livrează dumpere cu benă şi platformă de 0,75 m^3.

Strada Baia Sprie Nr.170, Telefon 12412 — 12415

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXIII, APRILIE Nr. 4, 1971

CUPRINS

Coste, F. și Anghel, A. — Studiul frînării servomotoarelor mari. 193
Dumitrache, I. și Florea, S. — Sistem de comandă automată cu elemente fluidice. 200
Dumitrescu, A.: — Sistem informațional pentru adaptarea capacităților de producție și indicatorilor tehnico-economici ai ramurilor de construcții de mașini la planurile anuale de producție 206
Maros, D.: Csaba, Gh. Orlandea, N. — Geometria șuruburilor pompelor și unele aspecte privind tehnologia prelucrării acestora prin mortezare. 209
Minciu, C.: — Măsurarea eforturilor de așchiere la frezarea cu freză melc modul 216
Naghi, T. — Cercetări experimentale privind influența mișcării organizate a aerului din camera de ardere a motorului diesel cu injecție directă asupra parametrilor dinamici ai ciclului de funcționare 221
Nguyen, K. L.: — Despre coeficientul de frecare al segmenților motoarelor cu ardere internă 227
Popa, B.,: Iscrulescu, V. Lazăr, I. și Kovacs, St. — Contribuții experimentale la arderea combustibililor lichizi în cîmp ultrasonor. 230
Seitz, N.: — O nouă formă a ecuației de mișcare a autotrenului cu semiremorcă frînat. 233
Sfințeanu, D.: — Observații asupra dezvoltării motoarelor diesel de mare putere pentru tracțiune feroviară. 237
Untaru, M. și: Bobescu, Gh. — Asupra posibilității creșterii coeficientului de exces de aer la motoarele cu aprindere prin scînteie. 240
Willmann, H. J.: — Motoare diesel SKL. 243
DOCUMENTARE 251
CRONICĂ 256

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. Aramă — membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă: dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. T. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. A. Moga; ing. A. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; conf. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. N. Zugrăvel.

Redactor șef rubrică: Elena Ștefănescu

SOMMAIRE

CD 621–526: 621–592.15

Coste, F. et *Anghel, A.:* **L'étude du freinage des grands servomoteurs.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 193–199

CD 621–522

Dumitrache. I. et *Florea, S.* : **Système de commande automatique à éléments fluidiques.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 200–206

CD 621 :65.012.45

Dumitrescu, A. : **Système informationnel pour l'adaptation des capacités de production et des indicateurs techniques et économiques (dans les différents domaines de la construction mécanique) aux plans annuels de production.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 206–208

CD 621.67 : 621.882 : 621.913

Maros, D., Csaba, Gh. et *Orlandea, N.* : **La géométrie des vis des pompes hélicoïdales et quelques aspects de la technologie de leur usinage par mortaisage.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 209–216

CD 621.914.14.6.001.5

Minciu, C. : **La mesure des efforts de coupe lors du fraisage avec la fraise module.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 216–221

CD 621.436.05

Naghi, T. : **Recherches expérimentales concernant l'influence du mouvement organisé de l'air dans la chambre de combustion du moteur diesel à injection directe sur les paramètres dynamiques du cycle de fonctionnement.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 221–226

CD 621.43–762.86 :621.891

Nguyen, K. L. : **Sur le coefficient de frottement des segments des moteurs à combustion interne.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 227–229

CD 662.75 :662.61.084

Popa, B., Iscrulescu, V., Lazăr, I. et *Kovacs, St.* : **Contributions expérimentales au problème de la combustion des combustibles liquides en champ ultra-sonique.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 230–233

CD 625.114.3.001.5

Seitz, N. : **Une forme nouvelle de l'équation du mouvement freiné du véhicule à semi-remorque.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 233–236

CD 621.436 :625.282–843.6

Sfinţeanu, D. : **Observations sur le développement des moteurs diesel de grande puissance pour la traction des trains.**
Constrcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 237–240

CD 621.43.001.5

Untaru, M. et *Bobescu, Gh.* : **Sur la possibilité d'augmenter le coefficient d'excès d'air dans le cas des moteurs à allumage par étincelle.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 240–243

CC 621.436

Willmann, H. J. : **Moteurs diesel SKL.**
Construcţia de Maşini 23(1971), no. 4, p. 243–251

CONTENTS

DC 621–526 :621–592.15

Coste F. and *Anghel, A.* : **Braking of big servomotors.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 193–199

DC 621–522

Dumitrache, I. and *Florea, S.* : **Automatic control system with fluid elements.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 200–206

DC 621 :65.012.45

Dumitrescu, A. : **Informational system for the adaptation of production capacities and technical-economic indicators in the machine building industry to the annual production plans.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 206–208

DC 621.67 : 621.882 : 621.913.3

Maros, D., Csaba, Gh. and *Orlandea, N.* : **Geometry of the screws of helical pumps and certain aspects of the mortising technology of these screws.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 209–216

DC 621.914.14.6.001.5

Minciu, C. : **Measurement of the cutting force in milling operations with gear worm-cutters.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 216–221

DC 621.436.05

Naghi, T. : **Experimental research into the influence of organized motion of the air in the combustion chamber of direct injection diesel motors on the dynamic parameters of the operation cycle.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 4, p. 221–226

DC 621.43–762.86 : 621.891

Nguyen, K. L. : **About the friction coefficient of the segments of internal combustion motors.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 227–229

DC 662.75 :662.61.084

Popa, B., Iscrulescu, V., Lazăr, I. and *Kovacs, St.* : **Experiments in the burning of liquid fuels in ultra-sonic fields.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 230–233

DC 629.114.3.001.5

Seitz, N. : **A new form of the motion equation of a braked motor lory and semi-trailer.**
Construcţia de Maşini 23(1971) nr. 4, p. 233–236

DC 621.436 : 625.282–843.6

Sfinţeanu, D. : **Observations on the development of high power diesel motors for railway transport.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 4, p. 237–240

DC 621.43.001. 5

Untaru, M. and *Bobescu , Gh.* : **About the possibility to increase the air excess coefficient in spark-ignition motors.**
Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 4, p. 240–243

DC 621.436

Willmann, H. J. : **SKL diesel motors.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 4 p. 243–251

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621–526:621–592.15

Косте, Ф. и *Ангел, А.:* **Исследование торможения больших сервомоторов**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 193–199

ДК 621–522

Думитраке, И. и *Флоря, С.:* **Система автоматического управления при помощи текучих элементов.**
Construcția de Masini 23 (1971), № 4, стр. 200–206

ДК 621 :65.012.35

Думитреску, А.: **Информационная система для приспособления производственных мощностей и технико-экономических показателей машиностроительной отрасли к годовым производственным планам.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 206–208

ДК 621.67:621.882:621.913.3

Марош, Д., Ксаба, Г., Орландя, Н.: **Геометрия винтов геликоидальных насосов и некоторые аспекты в связи с технологией их обработки путем строгания.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 209–216

ДК 621.914.14.6.001.5

Минчю, К: **Измерение усилий резания при фрезовании на модульной червячной фрезе.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 216–221

ДК 621.436.05

Наги, Т.: **Экспериментальное исследование влияния организованного движения воздуха в камере сгорания дизельного двигателя с непосредственным впрыском на динамические параметры рабочего цикла.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 221–226

ДК 621.43–762.86:621.891

Нгуен, К. Л.: **О коэффициенте трения полей двигателей внутреннего сгорания.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 227–229

ДК 662.75:662.61.084

Попа, Б., Искрулеску, В., Лазэр, И., Ковач, Шт.: **К вопросу исследования сгорания жидкого топлива в ультразвуковом поле.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 230–233

ДК 629.114.3.001.5

Зайц, Н.: **Новая форма уравнения движения тормозного автопоезда с полуприцепом.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 233–236

ДК 621.436:625.282–843.6

Свинцяну, Д.: **К вопросу развития дизельных двигателей высокой мощности для железнодорожной тяги.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 237–240

ДК 621.43.001.5

Унтару, М., Бобеску, Г.: **О возможностях увеличения коэффициента избытка воздуха в двигателях с искровым зажиганием.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 240–243

ДК 621.436

Вильман, Х. Ж.: **Дизельные двигатели SKL.**
Construcția de Mașini 23 (1971), № 4, стр. 243–251

INHALT

DK 621–526 :621–592.15.

Coste, F. und *Anghel, A.:* **Das Studium des Bremsens grosser Servomotoren.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S. 193–199

DK 621–522

Dumitrache, I. und *Florea, S.* : **Selbststeuerungssystem mittels flüssigen Elementen.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S. 200–206

DK 621 : 65.012.45

Dumitrescu, A. :**Informationelles System zur Anpassung der Produktionsvermögen und der technisch-wirtschaftichen Kennziffer der Maschinenbauzweige an die jährlichen Produktionspläne.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S 206–208

DK 621.67 :621.882 :621.913.3

Maros, D., Csaba, Gh., Orlandea, N. : **Geometrie der Schauben bei Schraubenpumpen und gewisse Gesichtspunkte bzgl. deren Bearbeitungstechnologie mittels Stosswirkung.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S. 209–216

DK 621.914.14.6.001.5

Minciu, C. : **Messung der Zerspanungskräfte beim Fräsen mit der Modul-Schneckenfräse.**
Construcția de Mașini 23(1971), H.4, S 216–221

DK 621.436.05

Naghi, T. : **Versuchsforschungen bzgl. des Einflusses der organisierten Luftbewegung im Verbrennungsraum des Dieselmotors mit Direkteinspritzung auf die dynamischen Parameter des Arbeitszyklus.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S 221–226

DK 621.43–762.86 :621.891

Nguyen, K. L. : **Ueber den Reibungskoeffizienten der Kolbenringe bei Verbrennungsmotoren.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S. 227–229

DK 662.75 :662.61.084

Popa, B., Iscrulescu, V., Lazăr, I., Kovacs, St. : **Versuchsbeiträge zur Verbrennung flüssiger Brennstoffe im Ultraschallfeld.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S 230–233

DK 629.114.3.001.5

Seitz, N. : **Eine neue Form der Bewegungsgleichung des Motorwagens mit Halbanhänger beim Bremsen.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S. 233–236

DK 621.436 : 625.282–843.6

Sfințeanu, D. : **Betrachtungen bzgl. Entwicklung der Dieselmotoren hoher Leistung für den Eisenbahnbetrieb.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S. 237–240

DK 621.43.001.5

Untaru, M. und *Bobescu, Gh.*: **Ueber die Möglichkeit des Wachsens des Luftüberschuss – Koeffizienten bei Motoren mit Funkzündung.**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4, S. 240–243

DK 621.436

Willmann, H. J. : **SKL – Dieselmotoren**
Construcția de Mașini 23(1971), H. 4. S. 243–251

SUMAR

CZ 621–526; 621–592.15

Coste F. și *Anghel, A.*: **Studiul frînării servomotoarelor mari**

Construcția Mașini 23(1971) nr. 4, p. 193–199

CZ 621–522

Dumitrache, I., și *Florea, S.*: **Sistem de comandă automată cu elemente fluidice.**

Construcția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 200–206

CZ 621:65.012.45

Dumitrescu, A.: **Sistem informațional pentru adaptarea capacităților de producție și indicatorilor tehnico-economici ai ramurilor de construcții de mașini la planurile anuale de producție.**

Construcția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 306–208

CZ 621.67 : 621.882 : 621.913.3

Maros, D., *Csaba, Gh.*, *Orlandea, N.*: **Geometria șuruburilor pompelor elicoidale și unele aspecte privind tehnologia prelucrării acestora prin mortezare.**

Construcția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 209–216

CZ 621.914.14.6.001.5

Minciu, C.: **Măsurarea eforturilor de așchiere la frezarea cu freză-melc modul.**

Construcția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 216–221

CZ 621.436.05

Naghi, T.: **Cercetări experimentale privind influența mișcării organizate a aerului din camera de ardere a motorului diesel cu injecție directă asupra parametrilor dinamici ai ciclului de funcționare**

Construcția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 221–226

CZ 621.43–762.86 : 621.891

Nguyen, K.L.: **Despre coeficientul de frecare al segmenților motoarelor cu ardere internă.**

Construcția de Mașini 23(1971) nr. 4, p. 227–229

CZ 622.75 : 662.61.084

Popa, B., *Iscrulescu, V.*, *Lazăr, I.*, *Kovacs, St.*: **Contribuții experimentale la arderea combustibililor lichizi în cîmp ultrasonor.**

Construcția de Mașini 23 (1971), nr. 4, p. 230–233

CZ 629.114.3.001.5

Seitz, N.: **O nouă formă a ecuației de mișcare a autotrenului cu semiremorcă frînat.**

Construcția de Mașini 23 (1971), nr. 4, p. 233–236

CZ 621.436 : 625.282–843.6

Sfințeanu, D.: **Observații asupra dezvoltării motoarelor diesel de mare putere pentru tracțiune feroviară.**

Costrucția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 237–240

CZ 621.43.001.5

Untaru, M. și *Bobescu, Gh.*: **Asupra posibilității creșterii coeficientului de exces de aer la motoarele cu aprindere prin scînteie**

Construcția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 240–243

CZ 621.436

Willmann, H. J.: **Motoare diesel SKL**

Construcția de Mașini 23 (1971) nr. 4, p. 243–251

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacția: București, str. Măndinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația". București, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2104.

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

---

41 042

CZ 621–526 : 621–592.15

Studiul frînării servomotoarelor mari

Ing. Florian COSTE – I.C.P.E.H. Reşiţa – Timişoara
Ing. Antoniu ANGHEL – I.C.P.E.H. Reşiţa – Timişoara

Realizarea la noi în ţară a „Sistemului Hidroenergetic şi de Navigaţie" de la Porţile de Fier (S. H. E. N. — Porţile de Fier) a condus la proiectarea şi fabricarea de servomotoare cu performanţe remarcabile pe plan mondial. Servomotoarele au fost proiectate de I.C.P.E.H. — Timişoara şi realizate de U.C.M. — Reşiţa, în vederea acţionării hidraulice a porţilor buscate de serviciu, a porţilor plane de la capul intermediar şi amonte de la ecluză, a vanelor rapide şi duble tip cîrlig de la centrală, respectiv baraj.

Timpul şi caracteristicile vanelor de la ecluză, inclusiv parametrii servomotoarelor destinate acţionării acestora, sînt prezentate în tabela 1.

Realizarea acestora, dintre care cele mari se plasează la nivelul celor mai remarcabile realizări de acest fel pe plan mondial, a ridicat probleme deosebite de proiectare, cercetare şi tehnologie.

Servomotorul de acţionare a porţii plane de la ecluză — cap intermediar este prezentat în figura 1.

Fig. 1. Servomotor Ø 600 S.H.E.N. — Porţile de Fier.

În lucrarea de faţă se prezintă problema frînării servomotoarelor mari şi modul în care ea a fost rezolvată în cazul sistemului hidroenergetic şi de navigaţie de la Porţile de Fier.

Servomotoarele sînt montate vertical, cîte două în cazul porţilor şi vanelor plane de la ecluză şi cîte unul pentru vanele rapide de la centrală. În toate cazurile, ele funcţionează sub acţiunea presiunii uleiului, în faza de ridicare, şi sub acţiunea greutăţii echipamentului, în faza de coborîre (fig. 2).

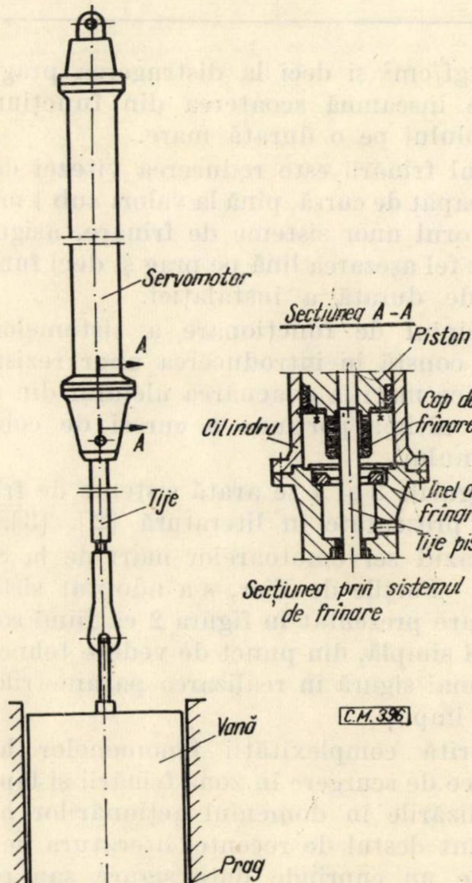


Fig. 2

La vanele plane cu închidere rapidă (destinate protecţiei hidroagregatelor din centrală), care, în cazul sistemului hidroenergetic şi de navigaţie de la Porţile de Fier, ating greutăţi de 263 tf şi viteze de regim la coborîre pînă la 10 m/min, realizarea unei viteze reduse de aşezare pe prag este o necesitate impusă de siguranţa şi buna funcţionare a ansamblului vană — servomotor.

Nefrînarea la aşezarea pe prag a vanelor rapide sau a celorlalte echiamente de caracteristici apropiate ar conduce la un efort de

Cap aval					Cap intermediar					Cap amonte				
Porți buscate	Diametrul cilindrului		UM mm	⌀ 500	Porți plane	Diametrul cilindrului		UM mm	⌀ 600	Vane plane	Diametrul cilindrului		UM mm	⌀ 500
	Cursa pistonului	Totală	mm	6 300		Cursa pistonului	Totală	mm	17 315		Cursa pistonului	Totală	mm	6 915
		De lucru		6 170			De lucru		17 315			De lucru		6 700
	Presiunea de lucru	Deschis	kgf	170		Presiunea de lucru	Deschis	kgf	145		Presiunea de lucru	Deschis	kgf	196
		Închis	cm²	150			Închis	cm²	105			Închis	cm²	145
	Forța de ridicare		t/F			Forța de ridicare		t/f	340		Forța de ridicare		t/F	300

4 500 kgf/cm² și deci la distrugerea pragului, ceea ce înseamnă scoaterea din funcțiune a ansamblului pe o durată mare.

Scopul frînării este reducerea vitezei de regim la capăt de cursă, pînă la valori sub 1 m/min cu ajutorul unor sisteme de frînare, asigurînd în acest fel așezarea lină pe prag și deci funcționarea de durată a instalației.

Principiul de funcționare a sistemelor de frînare constă în introducerea unor rezistențe hidraulice mari la evacuarea uleiului din cilindru pe ultima porțiune a cursei de coborîre a pistonului.

În figurile 3 și 4 se arată sisteme de frînare uzuale prezentate în literatură [2], [3], [4].

În cazul servomotoarelor mari de la S. H. E. N. —Porțile de Fier, s-a adoptat sistemul de frînare prezentat în figura 2 ca fiind soluția cea mai simplă, din punct de vedere tehnologic și cea mai sigură în realizarea parametrilor de frînare impuși.

Datorită complexității fenomenelor hidrodinamice de scurgere în zona frînării și faptului că realizările în domeniul acționărilor hidraulice sînt destul de recente, literatura de specialitate nu cuprinde date sigure sau relații care să permită calculul funcțional exact al acestor sisteme.

Din acest motiv, în cazul servomotoarelor de la S. H. E. N.—Porțile de Fier, s-a recurs la cercetări experimentale.

Experimentarea capetelor de frînare se poate face fie pe servomotoare reale, fie pe modele experimentale, în sensul modelării fenomenelor de scurgere din zona frînării pe stațiuni de încercare.

Deoarece experimentarea capetelor de frînare pe servomotoarele reale ridică probleme tehnice deosebite și cost ridicate, s-a conceput o stațiune experimentală care este prezentată în figura 5.

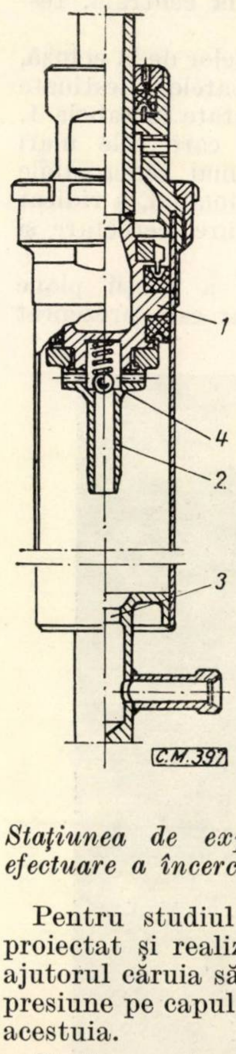


Fig. 3. *1* – piston; *2* – cap de frînare; *3* – spațiu de frînare; *4* – ventil.

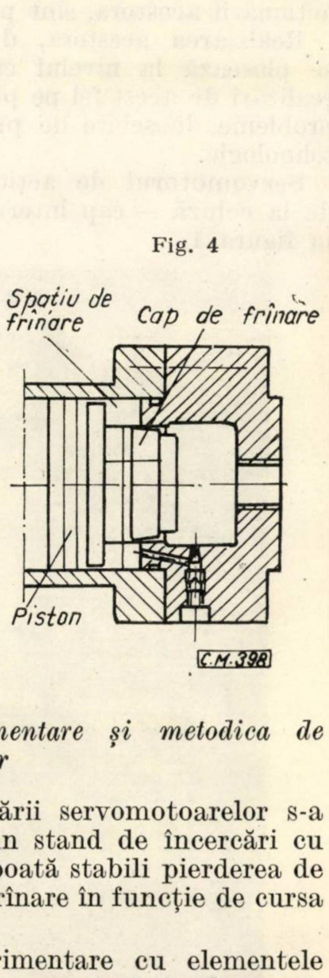


Fig. 4

Stațiunea de experimentare și metodica de efectuare a încercărilor

Pentru studiul frînării servomotoarelor s-a proiectat și realizat un stand de încercări cu ajutorul căruia să se poată stabili pierderea de presiune pe capul de frînare în funcție de cursa acestuia.

Stațiunea de experimentare cu elementele sale componente este prezentată în figura 5.

Ca elemente principale se deosebesc;

— stația de pompare;

— camera de presiune compusă din capul de frînare și sistemul de deplasare a acestuia;

— manometre pentru măsurarea pierderii de presiune pe capul de frînare;

— vas etalonat pentru măsurarea debitului. Stațiunea astfel concepută permite încercarea capetelor de frînare a servomotoarelor reale.

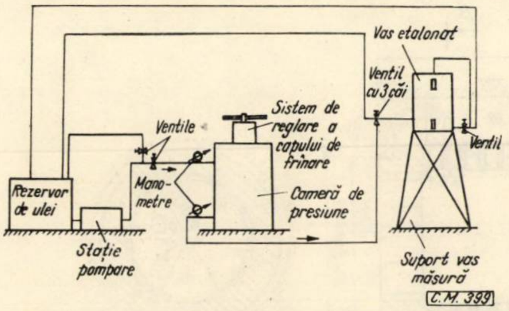


Fig. 5. Stațiunea de experimentare a capetelor de frînare.

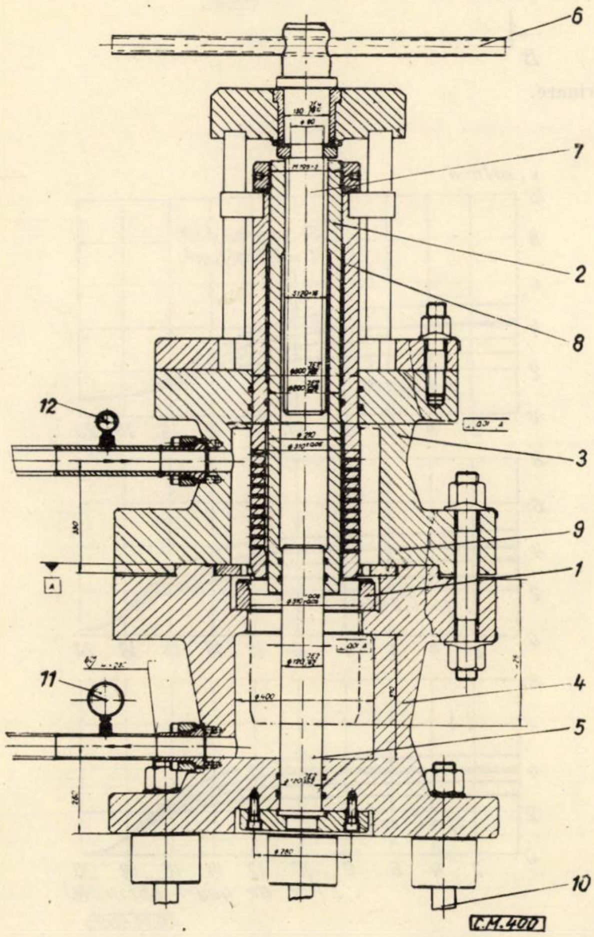


Fig. 6. Camera de presiune a stațiunii (secțiune); *1* — inel de frînare; *2* — element piston; *3* — cilindru II; *4* — cilindru I; *5* — tijă; *6* — mîner; *7* — tijă filetată; *8* — cap de frînare; *9* — placă opritoare; *10* — șurub de fundație; *11* — manometru $Pn = 0 - 6{,}3$ kgf cm² Φ 100; *12* — manometru $Pn = 0 - 160$ kgf/cm²/Φ60.

Desenul de execuție a capului de frînare încercat este prezentat în figurile 6 și 7.

Pentru fiecare cap de frînare se deosebesc următoarele elemente caracteristice:

d — diametrul capului de frînare;

D — diametrul inelului de frînare;

z — numărul de orificii practicate pe capul de frînare;

j — jocul pe diametru dintre capul de frînare și inelul de frînare.

Metodica de efectuare a încercărilor constă în szabilirea, pentru fiecare poziție a capului de frînare, a pierderii de presiune ΔP și a debitului ce trece prin sistem.

Poziția capului de frînare este catacterizată prin numărul z de găuri obturate; pierderea de presiune ΔP rezultă din diferența citirilor la cele două manometre plasate pe circuitul de alimentare și evacuare, iar debitul se măsoară cu vasul etalonat.

Măsurile s-au efectuat pentru presiuni de alimentare a capului de frînare P_1 — 40; 75; 100 kgf/cm², valori ce corespund presiunilor de sub piston la coborîre în cazul servomotoarelor.

Cunoscînd valoarea diferenței de presiune ΔP și a vitezei în secțiunile în care se măsoară presiunile, s-a calculat și trasat variația coeficientului de rezistență hidraulică $\zeta = f(z)$ avînd ca parametru jocul j dintre capul de frînare și inelul de frînare.

Relația de calcul al coeficientului de rezistență ζ este:

$$\zeta = \frac{2}{\rho_{ulei}} \frac{\Delta P}{V^2};$$

unde:

$\Delta P = P_1 - P_2$ — presiunile în secțiunile de intrare și ieșire;

$V = V_1 - V_2$ — vitezele uleiului în secțiunile de intrare și ieșire.

Rezultatele măsurărilor sînt prezentate în figura 8 din care se constată influența jocului j asupra coeficientului de rezistență hidraulică ζ.

Interpretarea rezultatelor

Viteza de coborîre a pistinului servomotorului V depinde de debitul evacuat din cilindru Q, care poate fi exprimat în funcție de viteza uleiului din circuitul de evacuare, determinată pe baza ecuației lui D. Bernoulli:

$$V = \frac{S}{S_p} \sqrt{\frac{2}{\rho_{ulei}} \frac{P_1}{1 + \zeta_t}}.$$

unde:

$\zeta T = \zeta + K($ ζ — coeficientul de rezistență hidraulică a capului de frînare; K — coeficientul care ține seamă de rezistența hidraulică a circuitului de evacuare);

P_1 — presiunea sub piston, dată de sarcina echivalentă a echipamentului;

S — secțiunea orificiului de evacuare;

S_P — secțiunea activă a postonului în timpul frînării;

ρ_{ulei} — masa specifică a uleiului.

Pe baza măsurărilor efectuate şi a relaţiei stabilite mai sus, s-au calculat vitezele de frînare în următoarele cazuri :

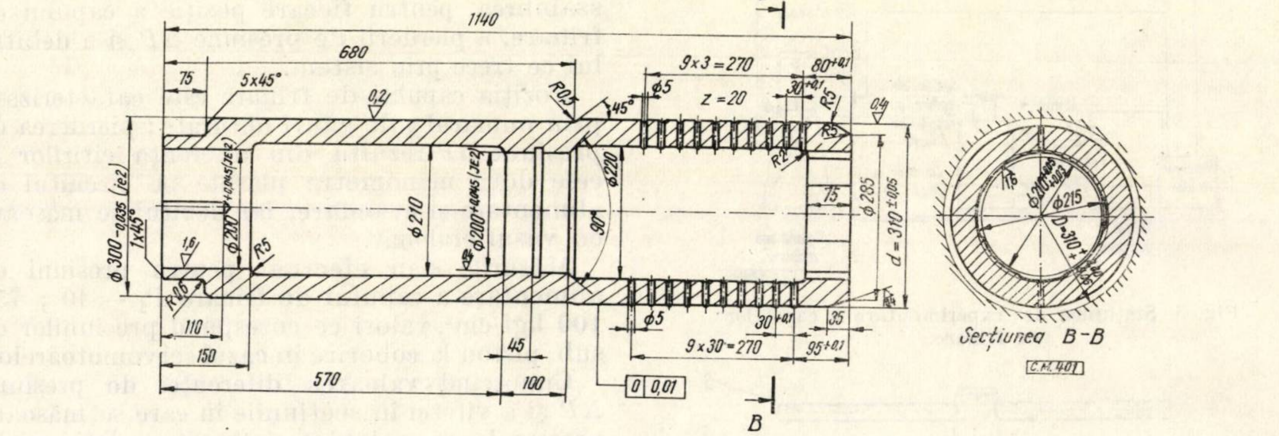

1140
680
75
5x45°
0,2
R0,5
45°
ϕ5
9x3=270
80+0,1
Z=20
30+0,1
R5
0,4
R5
R2
ϕ300-0,035 (je2)
1x45°
1,6
ϕ200+0,045 (JE2)
R5
ϕ210
ϕ200+0,045 (JE2)
0,4
ϕ220
90°
75
ϕ285
d=310±0,05
R0,6
110
150
570
45
100
ϕ5
30+0,1
35
9x30=270
95+0,1
0 0,01
B
B
1,6
ϕ210+0,05 +0,03
ϕ215
D=310
Secţiunea B-B
C.M.401

Fig. 7. Cap de frînare.

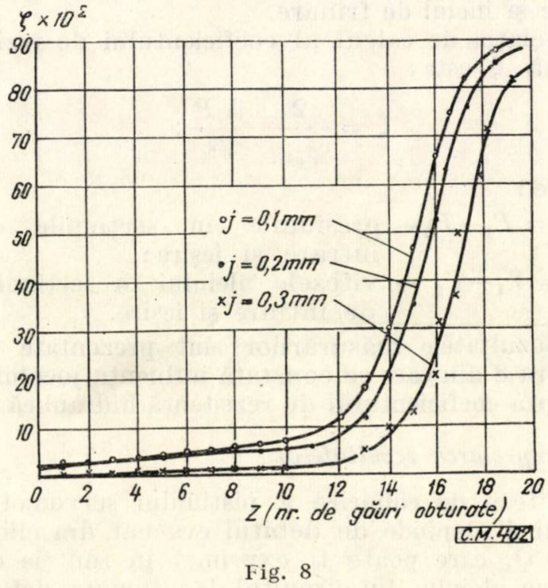


Fig. 8

—sarcina echivalentă a echipamentului are valori între 40 şi 100 kgf/cm² ;

– vitezele normale de coborîre între 2 şi 10 m/min.

În diagramele din figurile 9–14 s-a trasat variaţia vitezei de frînare pentru diferite jocuri j între capul de frînare şi inelul de frînare, avînd ca parametru sarcina echivalentă a echipamentului (P_1) pentru cele două tipuri de servomotoare (θ 600 mm şi θ 500 mm).

Din analiza acestor diagrame se constată că frînarea nu se realizează treptat în funcţie de numărul de găuri obturate ci pe ultima porţiune a cursei de frînare.

În jurul găurii $z = 12$ începe o frînare bruscă, care se termină o dată cu obturarea ultimului orificiu ($z = 20$). În continuare, pistonul are o viteză constantă.

Se constată de asemenea că, pentru toate vitezele iniţiale de coborîre la aceeaşi sarcină echivalentă (P_1) şi joc (j) viteza de frînare pe ultima porţiune a cursei de frînare este aceeaşi.

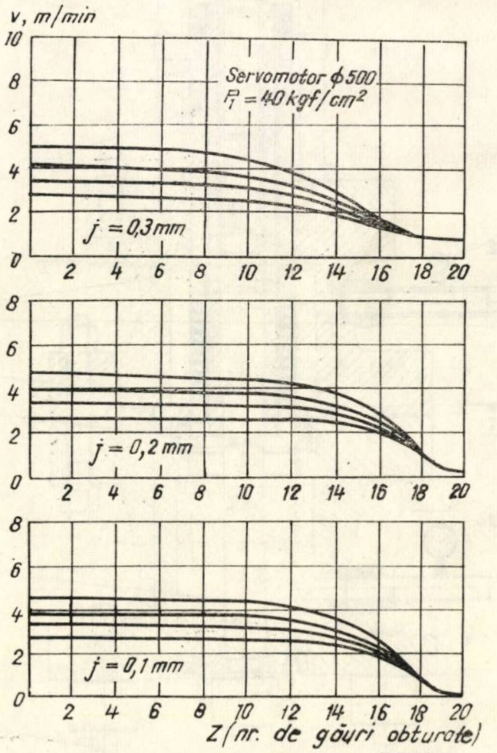


Fig. 9

Din analiza diagramelor din figurile 15–17 se constată că, la un joc constant ($j =$ const) şi viteza iniţială normală constantă ($V = 3$ m/min), viteza de frînare scade cu numărul găurilor obturate, dar depinde de valoarea sacinii echivalente a echipamentului (P_1).

Valoarea vitezei de frînare depinde de mărimea jocului j dintre capul de frînare şi inelul

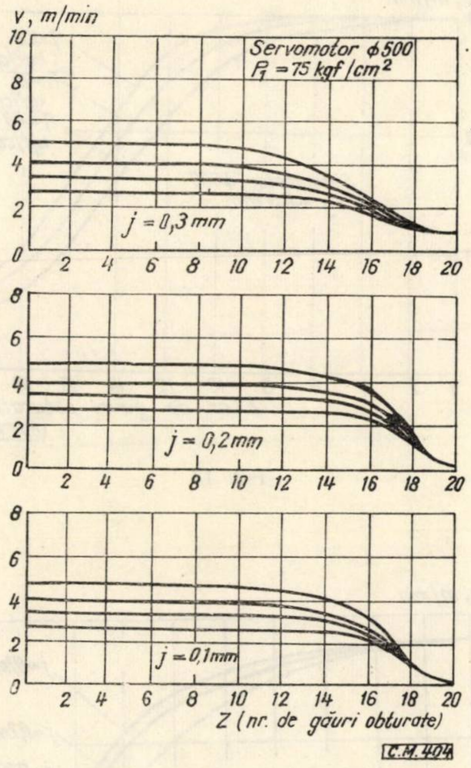


Fig. 10

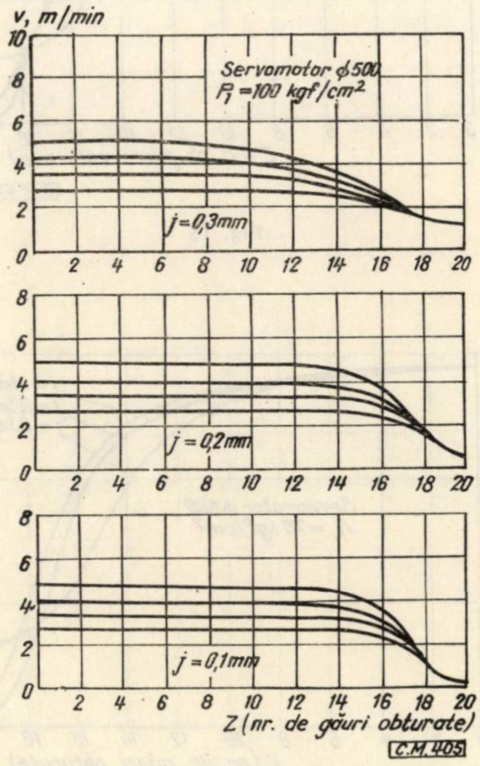


Fig. 11

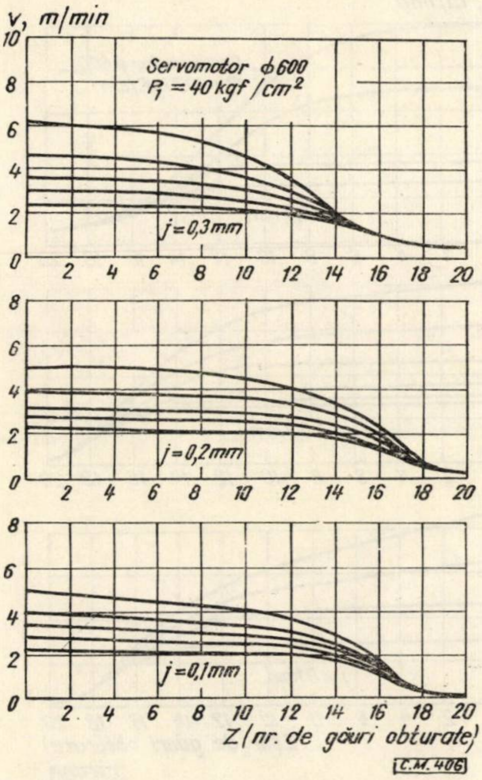


Fig. 12

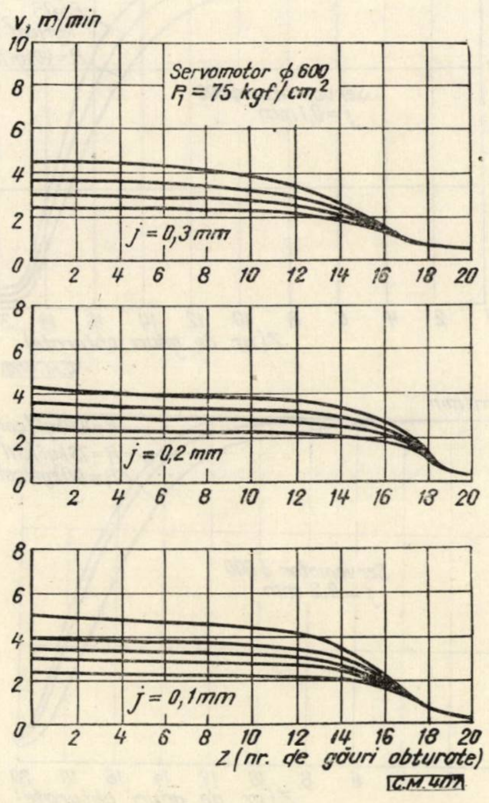


Fig. 13

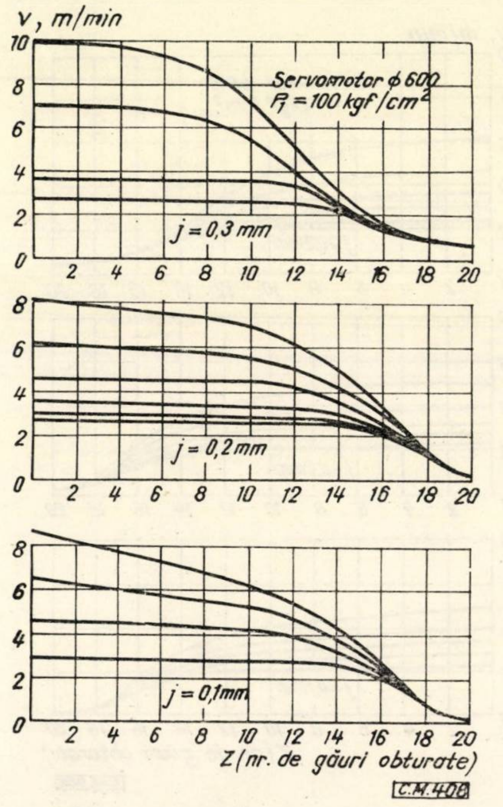


Fig. 14

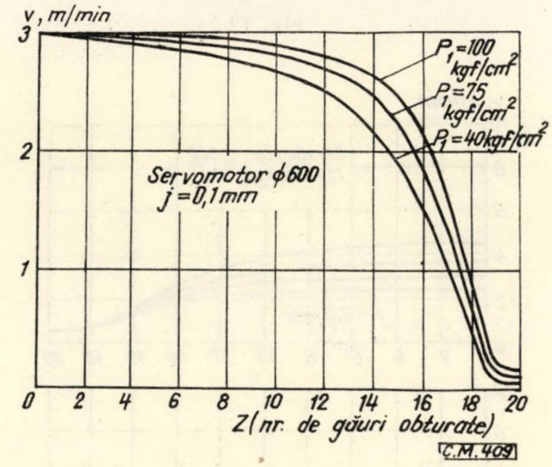


Fig. 15

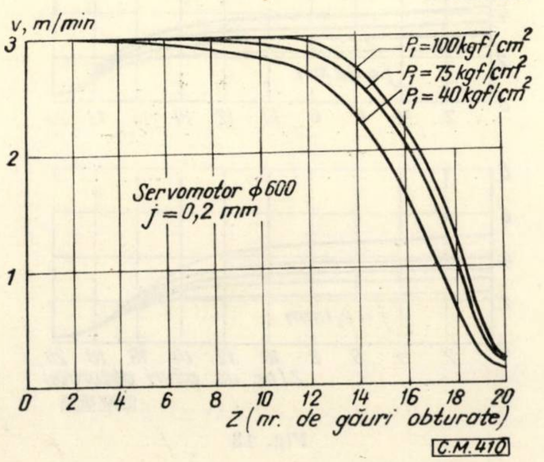


Fig. 16

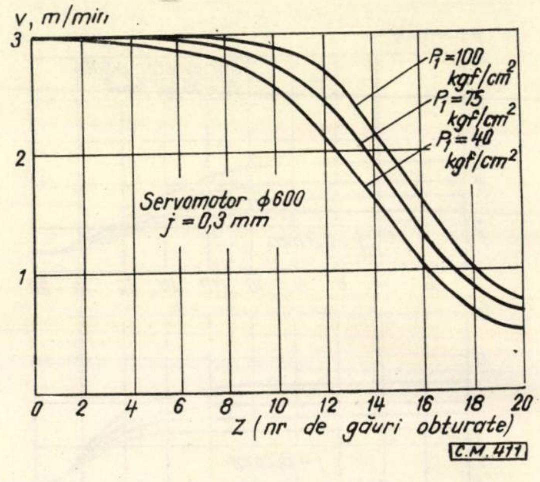


Fig. 17

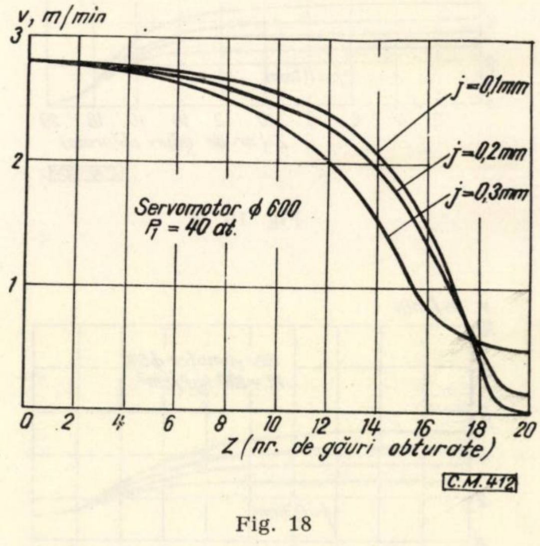


Fig. 18

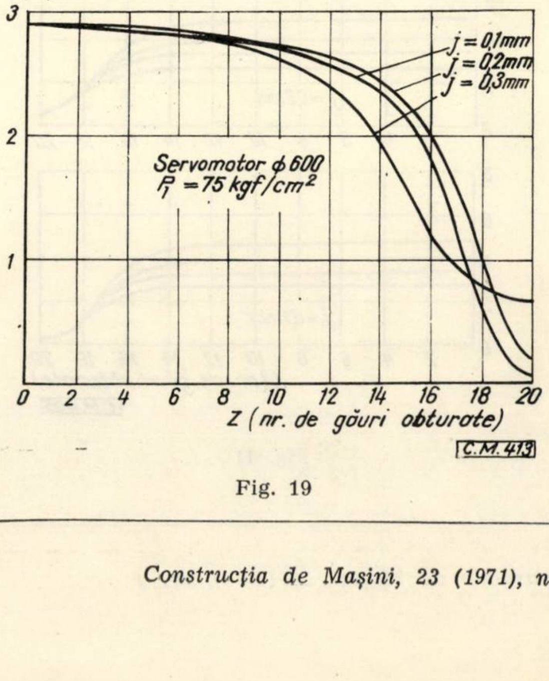


Fig. 19

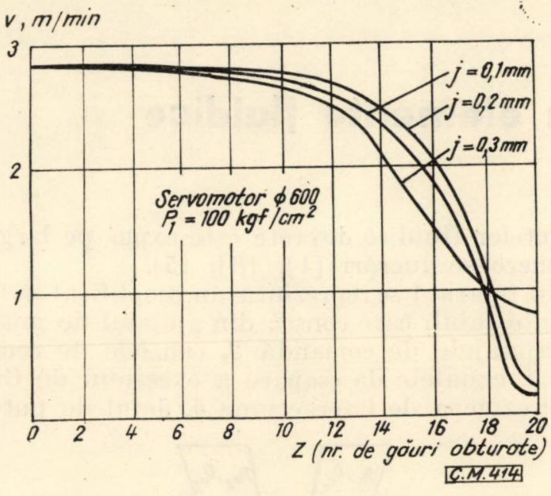


Fig. 20

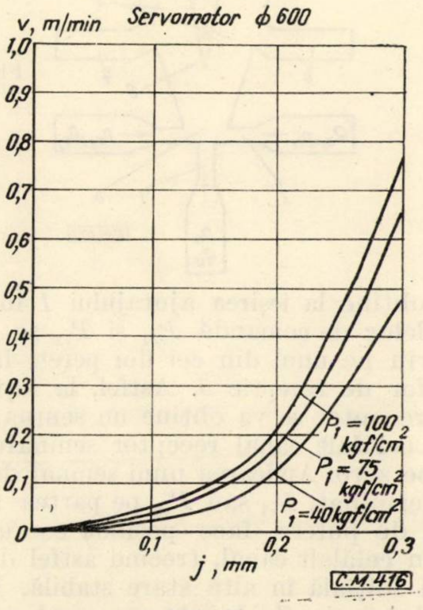


Fig. 21

de frînare la o sarcină echivalentă a echipamentului (P_1) constantă, fapt ce rezultă din diagramele prezentate în figurile 18—20.

Analizînd pentru cele două tipuri de servomotoare (θ 500 şi θ 600, fig. 21—22) variaţia vitezei de frînare la capăt de cursă în funcţie de jocul dintre capul de frînare şi inelul de frînare (j), avînd ca parametru sarcina echivalentă a echipamentului (P_1) se constată că valoarea vitezei creşte cu jocul.

Pentru un joc $j = 0{,}2$ mm admis în cazul servomotoarelor de la S. H. E. N. — Porţile de Fier, viteza de frînare la capăt de cursă este mai mică decît 1 m/min.

Această valoare asigură o funcţionare normală pentru toate regimurile de exploatare preconizate, fără pericol de deteriorare a echipamentului.

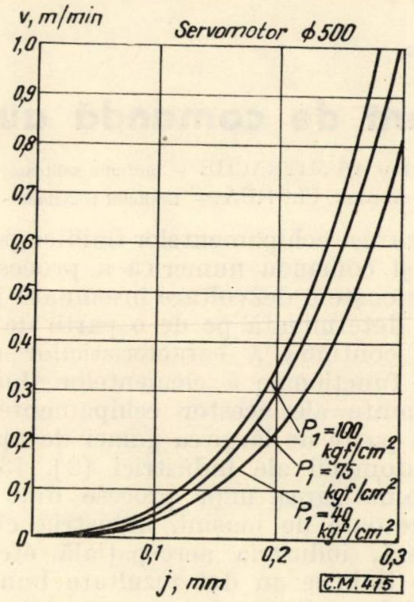


Fig. 22

Concluzii

Din analiza rezultatelor obţinute se constată următoarele :

1. Variaţia coeficientului rezistenţei hidraulice ζ şi a vitezei de frînare în funcţie de gradul de obturare la diferite sarcini şi jocuri arată că frînarea nu se face liniar ci brusc, pe ultima porţiune a cursei.

2. Viteza de frînare la capăt de cursă creşte cu sarcina echivalentă a echipamentului (P_1) şi jocul dintre capul de frînare şi inelul de frînare (j).

2. Pe ultima porţiune a cursei de frînare, unde are loc frînarea propriu-zisă, viteza normală iniţială a pistonului nu are o influenţă, la sarcina echivalentă P_1 şi la joc j constant.

4. Rezultatele obţinute pot fi utilizate fără rezervă la proiectarea sistemelor de frînare de acest tip destinate servomotoarelor mari.

5. Pentru liniarizarea curbelor de variaţie a vitezei de frînare se impune în continuare experimentarea altor capete de frînare, în sensul stabilirii dispoziţiei şi numărului optim de orificii ale capului de frînare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zoebl, H.* — Oelhydraulik. Viena, Springer, 1963.

[2] *Başta, T. M.* — Rasscetì i konstrukţii samoletnik ghidravliceskik ustroistvo. — Moscova, 1961.

[3] *Lang, H.* — Hydraulische Arbeitszylinder Krausskopf, Mainz.

[4] Denisons productions hydrauliques.

CZ 621-522

Sistem de comandă automată cu elemente fluidice

Dr. ing. Ion DUMITRACHE – Institutul politehnic – Bucureşti
Dr. ing. Simion FLOREA – Institutul politehnic – Bucureşti

Utilizarea echipamentelor fluidice pentru reglarea şi comanda numerică a proceselor tehnice cunoaşte o dezvoltare însemnată în ultima vreme, determinată pe de o parte de îmbunătăţirea continuă a caracteristicilor constructive şi funcţionale a elementelor fluidice tip, componente ale acestor echipamente, iar pe de altă parte de lărgirea gamei de aplicaţii în multe domenii ale industriei [2], [3]. Astfel la automatizarea unor procese din industria constructoare de maşini, industria chimică şi petrolieră, industria aerospaţială etc., dispozitivele fluidice au dat rezultate bune şi performanţele realizate de aceestea sînt comparabile cu cele ale echipamentelor electronice [2], [5].

Primele echipamente fluidice discrete pentru industrie au fost realizate în 1964 [1], [2], [3], iar în prezent peste 100 de firme specializate în construcţia echipamentelor de automatizare produc componente fluidice pentru comanda proceselor tehnice.

În cei cîţiva ani de exploatare a echipamentelor fluidice în practica industrială au ieşit în evidenţă caracteristici importante ale echipamentelor fluidice din care menţionăm :

— siguranţă în funcţionare ;

— rezistenţă la condiţii dificile de mediu (gamă mare de temperaturi, şocuri termice, medii corosive, radiaţii ionizate şi nucleare, şocuri, vibraţii) ;

— eliminarea convertoarelor în sistemele de comandă fluidice ;

— posibilităţi de miniaturizare ;

— durata de funcţionare mare.

Realizarea elementelor fluidice cu acţiune discretă se bazează pe diverse principii funcţionale cum ar fi ; efectul Coandă, interacţiunea aerodinamică a jeturilor de fluid, modificarea caracterului curgerii unui jet de fluid laminar în jet turbulent. Elementele funcţionînd pe principiul ataşării jeturilor la pereţi solizi (efectul Coandă), ca urmare a performanţelor ridicate pe care le realizează în regim staţionar şi dinamic [1], [4], [5] au cunoscut cea mai mare dezvoltare.

În lucrarea de faţă se prezintă principalele elemente fluidice utilizate în construcţia echipamentelor de comandă fluidice numerice precum şi posibilităţile de utilizare a acestora la comanda proceselor tehnice.

1. *Elemente fluidice numerice cu ataşarea jetului la pereţii solizi*

Fenomenul ataşării jeturilor de fluid (gaz) la pereţi solizi care stă la baza construcţiei elementelor fluidice discrete este expus pe larg în numeroase lucrări [1], [3], [5].

În figura 1 se reprezintă un amplificator fluidic bistabil, care constă din ajutajul de putere *1*, ajutajele de comandă *2*, canalele de recepţie *3*, canalele de eşapare a excesului de fluid *4* şi camera de interacţiune *5*. Jetul de putere ce se obţine la ieşirea ajutajului *1* în absenţa semnalelor de comandă P_{c1} şi P_{c2} se ataşează aleatoriu pe unul din cei doi pereţi laterali ai canalelor de recepţie *3*. Astfel, la ieşirea unui canal receptor se va obţine un semnal maxim, iar la celălalt canal receptor semnalul minim aproape zero. Aplicarea unui semnal de comandă determinat, P_{c1} sau P_{c2} pe partea ataşată a jetului de putere, face posibilă comutarea jetului în celălalt canal, trecînd astfel din starea stabilă iniţială în altă stare stabilă. Prezenţei semnalului de fluid într-un canal receptor i se asociază variabila binară „1", iar cînd semnalul lipseşte, variabila binară „0". Pentru un element avînd parametrii constructivi şi funcţionali optimi, se obţine o funcţionare similară bistabilelor electronice de memorie, cu o frecvenţă de comutaţie pînă la 10 kHz.

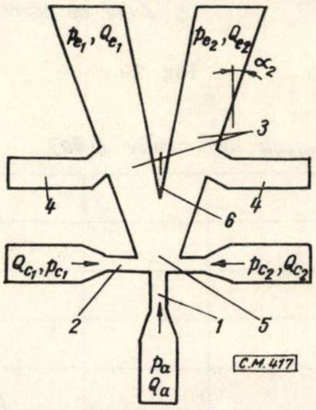


Fig. 1

Dacă la bistabilul de memorie se conectează la intrare un circuit fluidic de introducere a impulsurilor ca în figura 2 se obţine un bistabil cu intrare de numărare. Din figură se constată că la ataşarea jetului de putere pe unul dintre pereţii laterali ai canalelor de recepţie ale bistabilului, pentru $P_{cn}>0$ în canalul *9* al circuitului de intrare se creează o depresiune care asigură o circulaţie de fluid în jurul profilului aerodinamic *8*. Aplicînd un impuls de comandă prin ajutajul *7* sensul circulaţiei fluidului în canalul *9* se schimbă şi jetul de bistabil comută în canalul de recepţie opus unde se ataşează pe peretele lateral al acestui canal. Elementul poate funcţiona fie cu două intrări, fie cu o intrare de numărare, dacă se asigură o separare corectă între circuitul de intrare și bistabil.

Pentru realizarea funcției logice SAU-NICI se folosește un element fluidic a cărui funcționare poate fi urmărită în figura 3. Acest element se obține dintr-un bistabil prin asimetrizarea canalelor receptoare față de ajutajul de putere, asigurîndu-se condițiile de atașare a jetului de forță numai pe unul dintre cei doi pereți laterali ai unui canal receptor.

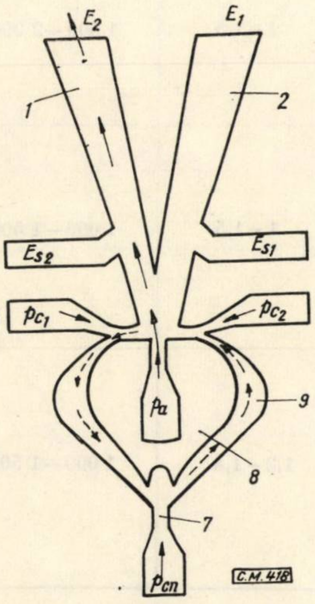


Fig. 2

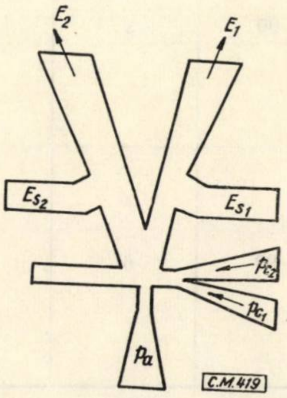


Fig. 3

În aceste condiții este evident că la ieșirea canalului receptor E_1 (fig. 2) unde se asigură condițiile de atașare se obține funcția logică NICI, iar la ieșirea E_2 funcția logică SAU, atunci cînd se aplică semnale de comandă P_{c1} sau P_{c2} capabile să comute jetul. Generarea impulsurilor de comandă la mașinile unelte se realizează cu generatoare mecanice sau cu generatoare de impulsuri fluidice. Schema unui generator de impulsuri fluidice este dată în figura 4 și după cum ușor se poate observa, acesta se obține dintr-un bistabil de memorie la care se aplică o reacție printr-un circuit de reacție ales corespunzător.

Cu elementele prezentate se pot realiza echipamente de comandă numerică, așa cum se va vedea și din cele expuse în continuare, problema principală constă în a asigura acestora o bună stabilitate în funcționare, timpi de comutație cît mai mici și caracteristici statice reproductibile. Aceasta se obține printr-o alegere și proiectare optimă a parametrilor funcționali și geometrici ai elementelor tip.

În laboratorul de echipamente de automatizare hidraulice pneumatice și fluidice al facultății de automatică din Institutul politehnic București, în urma cercetărilor teoretice și experimentale, au fost construite printre altele și elementele descrise mai înainte.

Principalele performanțe ale elementelor fluidice realizate precum și simbolii folosiți pentru aceste elemente sînt prezentate în tabela 1 a.

2. *Comanda unui proces tehnologic în trei faze*

Pentru a pune în evidență modul în care pot fi folosite circuitele fluidice pentru comanda unor procese tehnologice vom considera ca exemplu un sistem de comandă secvențială pentru o mașină-unealtă al cărui ciclu de funcționare este descris de următoarele trepte:

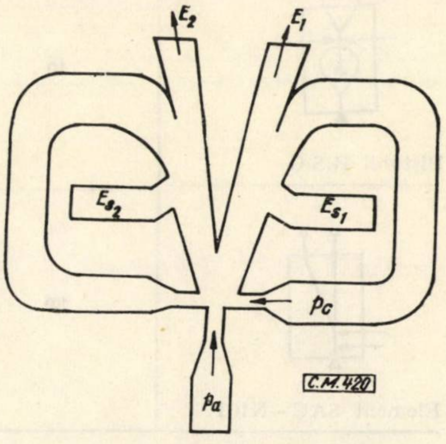


Fig. 4

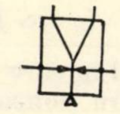
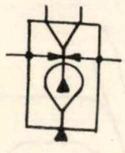
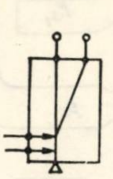
1. Aducerea materialului brut pentru prelucrare în poziția de lucru.
2. Avansul mecanismului de acționare M_A (fig. 7).
3. Întoarcerea mecanismului de acționare M_A.
4. Acționarea mecanismului M_B pentru deplasarea piesei prelucrate.
5. Introducerea unui nou material prin intermediul mecanismului M_C
6. Fixarea la poziția minimă a mecanismului M_C.
7. Reluarea treptelor 2–6.

Comanda celor trei elemente de execuție hidraulice sau pneumatice care realizează cele trei faze impuse se poate face mecanic folosind un dispozitiv de programare cu came, sau un dispozitiv de programare fluidic.

În figura 5 se prezintă secvențele pentru un ciclu complet al mașinii realizat cu ajutorul unei came.

Ciclul de funcționare este divizat în 36 intervale aceasta asigurînd o precizie bună în ajustarea camei de ±5°. Pentru a obține aproximativ aceeași rezoluție cu dispozitive fluidice numerice ciclul trebuie împărțit într-un număr de intervale egal sau apropiat de 36. Cel mai apropiat număr de 36 este 32 — număr de impulsuri realizat cu un dispozitiv numeric.

Tabela 1 a

Simbol / Performanţe	Recuperare presiune $C_{rp} = \frac{p_e}{p_a}$ %	Recuperare de debit $C_{rq} = \frac{Q_e}{Q_a}$	Amplificare în presiune $K_p = \frac{p_e}{p_c}$	Amplificare în debit $K_q = \frac{Q_e}{Q_c}$	Timp de răspuns ms	Frecvenţa de lucru Hz
 Bistabil RS	30	80—90	8	6	1—1,5	1 500—2 000
 Bistabil R.S.C	40	80—90	8	6	1—1,5	1 000—1 500
 Element SAU—NICI	30	80—90	6	4	1,2—1,8	1 000—1 500

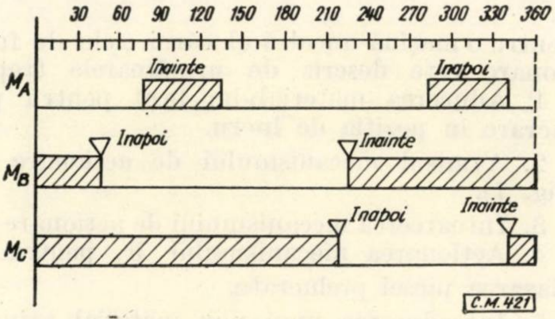


Fig. 5

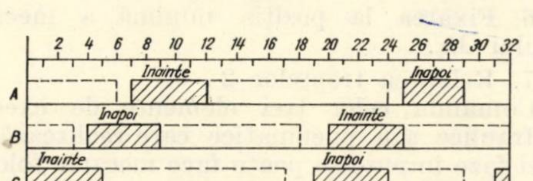


Fig. 6

Astfel numărul de impulsuri apropiat de 36 este obţinut cu un numărător cu cinci ranguri ($2^5 = 32$). Dispozitivul fluidic va genera 32 de impulsuri şi va trebui să selecteze impulsurile apropiate care să conducă la obţinerea funcţiilor de comandă F_A, F_B şi F_C pentru cele trei mecanisme de acţionare.

În figura 6 se precizează ciclul de funcţionare a maşinii utilizînd elemente fluidice punîndu-se în evidenţă şi posibilităţile de apariţie a hazardului (partea nehaşurată din diagramă) în funcţionarea circuitului.

Schema bloc a circuitului de comandă fluidic este reprezentată în figura 7, unde se pun în evidenţă numărătorul de impulsuri cu cinci ranguri, decodificatorul şi elementele de amplificare pneumatice (*EA*) corespunzătoare celor trei elemente de acţionare (*EE*). Decodificatorul va decodifica numărul de impulsuri de la fiecare etaj într-o valoare pondere. Astfel valoarea pondere a ieşirii fiecărui etaj de numărare va fi : $2^{(n-1)}$ sau

etajul 1 corespunde $2^0 = 1$
” 2 ” $2^1 = 2$
” 3 ” $2^2 = 4$
” 4 ” $2^3 = 8$
” 5 ” $2^4 = 16$

Pentru a decodifica numărul 11, de exemplu, uor trebui considerate ieşirile de la etajul 1, etajul 2 şi etajul 4, iar celelalte ieşiri nu vor fi considerate. Prin însumarea valorilor pondere ale acestor etaje se obţine $1 + 2 + 8 = 11$. În acest mod pot fi obţinute toate combinaţiile posibile pînă la 32 de impulsuri.

3. *Sinteza logică a circuitului de comandă fluidic*

Tabela de adevăr pentru toate combinaţiile posibile ale celor 5 variabile de ieşire din etajele numărătorului permite stabilirea expresiilor logice ale funcţiilor de comandă

$$F_A = \left\{\begin{matrix} Y_1 \\ Y_2 \end{matrix}\right\}; \quad F_B = \left\{\begin{matrix} Y_3 \\ Y_4 \end{matrix}\right\} \text{ şi } F_C = \left\{\begin{matrix} Y_5 \\ Y_6 \end{matrix}\right\}$$

În tabela de adevăr 1 b s-a notat prin h valoarea corespunzătoare porţiunii nehaşurate din figura 6 pentru a se lua în consideraţie hazardul potenţial în schemă. Se consideră în tabela de adevăr minimum cinci intervale de timp care dau valoarea „1” funcţiilor de comandă F_A, F_B şi F_C, aceasta conducînd la o acţionare sigură a elementelor de execuţie. Introducerea semnalelor h în tabela de adevăr contribuie la mărirea siguranţei în funcţionare şi simplifică reţeaua de decodificare, evitîndu-se astfel recepţionarea de către elementele amplificatoare pneumatice a unor semnale contradictorii.

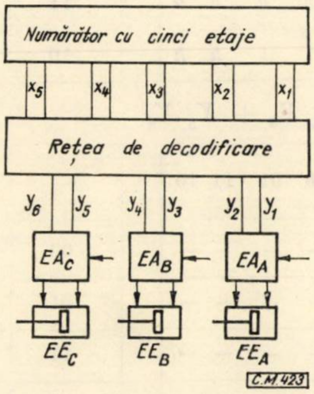


Fig. 7

Din tabela de adevăr 1 b se deduc expresiile logice ale funcţiilor de comandă avînd forma :

$$Y_1 = \sum_{i=7}^{12} m + h \cdot \sum_{13}^{24} m_k = \Sigma\,(7\ldots 12) + $$
$$+ h\,(13\ldots 15, 23, 24)$$

$F_A \rightarrow$

$$Y_2 = \sum_{i=25}^{30} m_i + h \cdot \sum_{31}^{5} m_k = \Sigma\,(25\ldots 30) +$$
$$+ h\,(31, 1\ldots 5)$$

$$Y_3 = \sum_{20}^{25} m_i + h \cdot \sum_{26}^{23} m_k = \Sigma\,(20\ldots 25) +$$
$$+ h\,(26\ldots 31, 1\ldots 3)$$

$F_B \rightarrow$

$$Y_4 = \sum_{4}^{9} m_i + h \cdot \sum_{10}^{18} m_k = \Sigma\,(4\ldots 9) +$$
$$+ h\,(10\ldots 18)$$

$$Y_5 = \sum_{19}^{24} m_i + h \cdot \sum_{25}^{30} m_k = \Sigma\,(19\ldots 24) +$$
$$+ h\,(25\ldots 30)$$

$F_C \rightarrow$

$$Y_6 = \sum_{9}^{5} m_i + h \cdot \sum_{6}^{17} m_k = \Sigma\,(0\ldots 5) +$$
$$+ h\,(6\ldots 17)$$

Tabela 1 b

Nr. Impuls	Intrări					Ieşiri					
	X_5	X_v	X_3	X_2	X_1	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6
0	0	0	0	0	0	0	h	h	0	0	1
1	0	0	0	0	1	0	h	h	0	0	1
2	0	0	0	1	0	0	h	h	0	0	1
3	0	0	0	1	1	0	h	h	0	0	1
4	0	0	1	0	0	0	h	0	1	0	1
5	0	0	1	0	1	0	h	0	1	0	1
6	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	1
7	0	0	1	1	1	1	0	0	1	0	h
8	0	1	0	0	0	1	0	0	1	0	h
9	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	h
10	0	1	0	1	0	1	0	0	h	0	h
11	0	1	0	1	1	1	0	0	h	0	h
12	0	1	1	0	0	1	0	0	h	0	h
13	0	1	1	0	1	h	0	0	h	0	h
14	0	1	1	1	0	h	0	0	h	0	h
15	0	1	1	1	1	h	0	0	h	0	h
16	1	0	0	0	0	h	0	0	h	0	h
17	1	0	0	0	1	h	0	0	h	0	h
18	1	0	0	1	0	h	0	0	h	0	0
19	1	0	0	1	1	h	0	0	0	1	0
20	1	0	1	0	0	h	0	1	0	1	0
21	1	0	1	0	1	h	0	1	0	1	0
22	1	0	1	1	0	h	0	1	0	1	0
23	1	0	4	1	1	h	0	1	0	1	0
24	1	1	0	0	0	h	0	1	0	1	0
25	1	1	0	0	1	0	1	1	0	h	0
26	1	1	0	1	0	0	1	h	0	h	0
27	1	1	0	1	1	0	1	h	0	h	0
28	1	1	1	0	0	0	1	h	0	h	0
29	1	1	1	0	1	0	1	h	0	h	0
30	1	1	1	1	0	0	1	h	0	h	0
31	1	1	1	1	1	0	h	h	0	0	1

În aceste relaţii s-a notat prin m_i, mintermii realizaţi de variabilele X_i ce conduc la valoarea binară „1” pentru funcţiile de comandă, iar prin m_k mintermii ce dau valoarea „h” în tabela de adevăr. Numărul de impulsuri corespunde cu numărul mintermului respectiv, de exemplu numărul 26 corespunde

$$m_{26} = X_5\, X_4\, \overline{X}_3\, X_2\, \overline{X}_1$$

Minimizarea expresiilor logice a funcţiilor Y_i o efectuăm cu ajutorul hărţilor pornind de la hărţile de bază realizate pentru cele două valori distincte ale variabilei X_5 şi anume $X_5 = 0$ şi $X_5 = 1$;

$X_5 = 0$

X_4X_3 \ X_2X_1	00	01	11	10
00	0	1	3	2
01	4	5	7	6
11	12	13	15	14
10	8	9	11	10

$X_5 = 1$

X_4X_3 \ X_2X_1	00	01	11	10
00	16	17	19	18
01	20	21	23	22
11	28	29	31	30
10	24	25	27	26

Pornind de la reprezentarea dată se pot desena diagramele Veitch pentru fiecare funcţie de comandă obţinînd astfel expresiile minime ale acestor funcţii de comandă. Pentru obţinerea funcţiei Y de comandă a elementului de acţionare A, diagrama Veitch permite obţinerea următoarei expresii logice :

$$Y_1 = \overline{X}_5(X_4 + X_3\,X_2\,X_1)$$

$(X_5 = 0)$

	00	01	11	10
01	—	—	—	—
01	—	—	1	—
11	1	*h*	*h*	*h*
10	1	1	1	1

$(X_5 = 1)$

	00	01	11	10
00	*h*	*h*	*h*	*h*
01	*h*	*h*	*h*	*h*
11	—	—	—	—
10	*h*	*h*	—	—

În mod similar se pot obţine şi xpresiile minime ale celorlalte funcţii din diagramele Veitch corespunzătoare, prezentate î cele ce urmează ;

	00	01	11	10
00	*h*	*h*	*h*	*h*
01	*h*	*h*	—	—
11	—	—	—	—
10	—	—	—	—

	00	01	11	10
00	—	—	—	—
01	—	—	—	—
11	1	1	*h*	1
10	—	1	1	1

$$Y_2 = X_5\,(X_4X_3 + X_4\,X_1 + X_4\,X_2)$$
$$Y_2 = X_5\,X_4\,(X_3 + X_2 + X_1)$$

	00	01	11	10
00	*h*	*h*	*h*	*h*
01	—	—	—	—
11	—	—	—	—
10	—	—	—	—

	00	01	11	10
00	—	—	—	—
01	1	1	1	1
11	*h*	*h*	*h*	*h*
10	1	1	*h*	*h*

$$Y_3 = \overline{X}_5X_3 + \overline{X}_5X_4$$

	00	01	11	10
00	—	—	—	—
01	1	1	1	1
11	*h*	*h*	*h*	*h*
10	1	1	*h*	*h*

	00	01	11	10
00	*h*	*h*	+	*h*
01	—	—	—	—
11	+	—	—	—
10	—	—	—	—

$$Y_4 = X_5\,X_3 + X_5\,X_4$$

	00	01	11	10
00	—	—	—	—
01	—	—	—	—
11	—	—	—	—
10	—	—	—	—

	00	01	11	10
00	—	—	1	—
01	1	1	1	1
11	*h*	*h*	—	—
10	1	*h*	*h*	*h*

$$Y_5 = X_5\,\overline{X}_4\,X_3 + X_5\,X_4\,\overline{X}_3 + X_5\,X_2\,X_1\,\overline{X}_4$$
$$Y_5 = X_5\,(\overline{X}_4\,X_3 + X_4\,\overline{X}_3 + X_2\,X_1\,\overline{X}_4$$

	00	01	11	10
00	1	1	1	1
01	1	1	*h*	*h*
11	*h*	*h*	*h*	*h*
10	*h*	*h*	*h*	*h*

	00	01	11	10
00	*h*	*h*	—	—
01	—	—	1	—
11	—	—	—	—
10	—	—	—	—

$$Y_6 = \overline{X}_5 + X_5\,X_4\,X_3\,X_2\,X_1$$

Realizarea funcţiilor de comandă Y_i, pornind de la expresiile lor minime, se va face cu ajutorul unei matrice de comutaţie. Variabilele de intrare X_i atît în formă directă, cît şi complementară se obţin la ieşirea unui circuit de numărare după trecerea prin elemente de amplificare (Buffer).

Pornind de la ecuaţiile funcţiilor de comandă:

$Y_1 = X_5\,(X_4 + X_3\,X_2\,X_1)$ F_A — comanda
$Y_2 = X_5X_4(X_3 + X_2 + X_1)$ mecanismului A

$Y_3 = X_5\,(X_3 + X_4)$ E_B — comanda
$Y_4 = \overline{X}_5\,(X_3 + X_4)$ mecanismului B

$Y_5 = X_5(\overline{X}_4X_3+X_4\overline{X}_3+X_2X_1\overline{X}_4)$ F_C — comanda
$Y_6 = \overline{X}_5+X_5X_4X_3X_2X_1$ mecanismului C

se poate întocmi schema reţelei de decodificare utilizînd elementele fluidice prezentate.

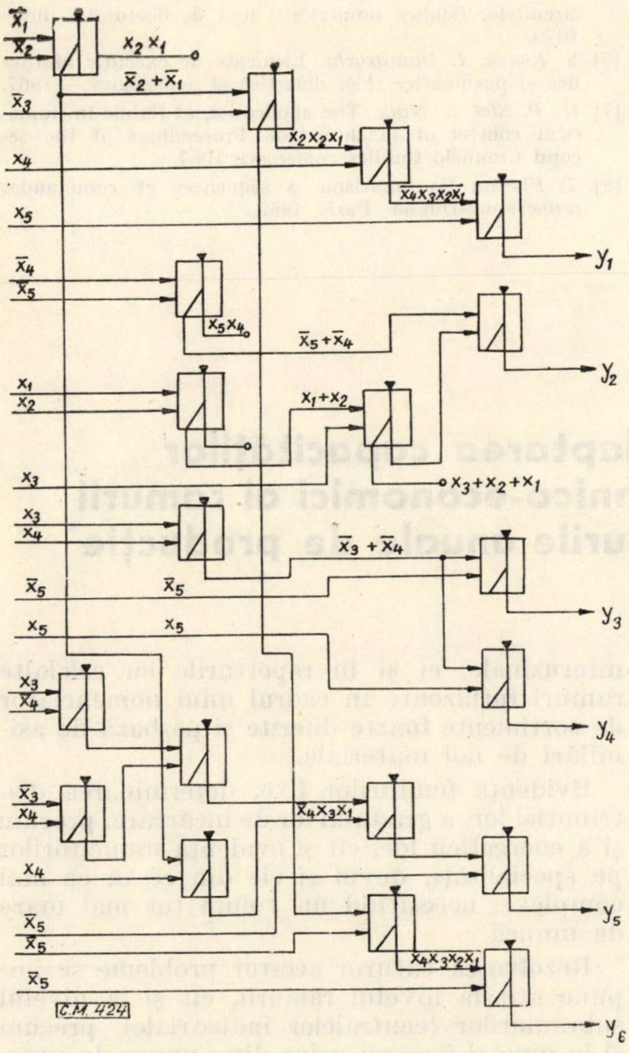

x̄1
x̄2
x2 x1
x̄2 + x̄1
x3
x2x2x1
x4
x4x3x2x1
x5
y1
x̄4
x̄5
x5x4
x̄5 + x̄4
y2
x1
x2
x1+x2
x3
x3+x2+x1
x3
x4
x̄3 + x̄4
x̄5
x̄5
y3
x5
x5
x3
x4
y4
x3
x4
x4x3x1
x4
x5
y5
x5
x4x3x2x1
x5
C.M. 424
y6

Fig. 8

Schema decodificatorului este prezentată în figura 8, unde numărul maxim de nivele parcurs de semnale este 4, iar numărul elementelor active de tip SAU-NICI este de 19.

În figura 9 se prezintă schema desfăşurată a circuitului de comandă a maşinii după programul impus, realizat cu elemente fluidice de tip bistabil cu două intrări simetrice şi cu o intrare de numărare şi respectiv elemente SAU-NICI.

În schemă sînt prevăzute elementele de pornire a schemei, notate cu I_1 şi respectiv un circuit de comandă manuală a schemei prin intermediul întrerupătorului I_2, cu ajutorul căruia se introduce manual succesiunea de 32 impulsuri. Etajul al şaselea al numărătorului este introdus pentru a detecta starea de zero a numărătorului.

Schema de comandă cu elemente şi dispozitive fluidice prezentată pune în evidenţă posibilitatea utilizării acestora ca sisteme de comandă care asigură performanţe corespunzătoare pentru procese tehnice avînd un grad de complexitate mediu.

Fenomenele specifice care apar în funcţionarea acestor sisteme la transmisia şi prelucrarea ,,informaţiei fluidice'' limitează în prezent folosirea lor la comanda unor procese tehnice cu un grad de complexitate ridicat.

Încercările efectuate în laboratorul de automatică al Institutului politehnic-Bucureşti asupra elementelor şi a unor circuite de calcul fluidice au evidenţiat competitivitatea lor faţă de sistemele pneumatice hidraulice clasice şi electromecanice.

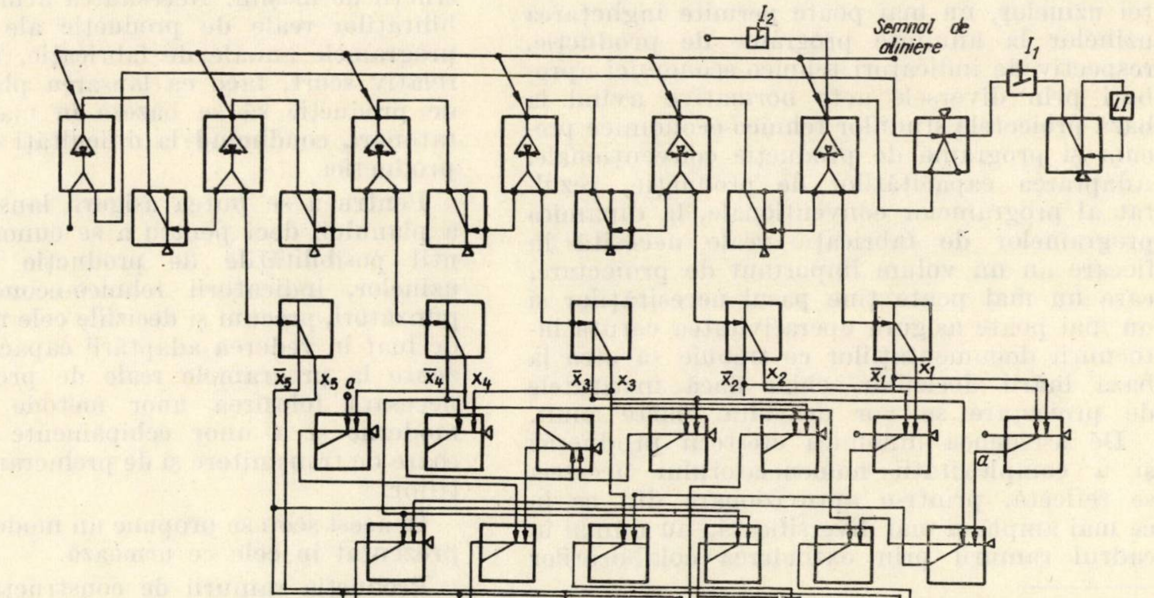

I2
Semnal de aliniere
I1
x̄5
x5
a
x̄4
x4
x̄3
x3
x̄2
x2
x̄1
x1
a
C.M. 425

Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Coseph M. Kirschner.* Fluid Amplifiers McGraw – Hill-Company 1965.

[2] *D. E. Wheatley.* Fluidics-A new technology – Aircraft Engineering. August 1967.

[3] *M. Hiks.* Fluid Components for digital applications--Electronic components nr. 6, 7, 8, 9–1967.

[4] *I. Dumitrache.* Elemente fluidice utilizate în tehnica calculului numeric AMC, nr. 12–1969.

[5] *I. Dumitrache.* Contribuţii la sinteza elementelor şi circuitelor fluidice numerice – teză de doctorat – iunie 1970.

[6] *S. Florea, I. Dumitrache.* Elemente de execuţie hidraulice şi pneumatice. Ed. didactică şi pedagogică – 1967.

[7] *H. P. Stal, S. Nulk.* The application of fluidic în numerical control of machine-tool. Proceedings of the second Cronfield fluidics conference 1967.

[8] *T. Florine.* Automatisme à séquences et commandes numériques-Dunod Paris 1969.

CZ 621: 65.012.45

Sistem informaţional pentru adaptarea capacităţilor de producţie şi indicatorilor tehnico-economici ai ramurii de construcţii de maşini la planurile anuale de producţie*

Ing. Adrian DUMITRESCU

Ramura de construcţii de maşini a ajuns la un nivel de dezvoltare care impune înlocuirea metodelor tradiţionale de conducere prin metode moderne, care să răspundă tuturor cerinţelor unei economii în plin avînt.

Cu cît structura producţiei devine mai complexă, datorită diversificării nomenclatorului de produse şi cu cît creşte specializarea în cadrul profilării uzinelor, mărindu-se fluxurile de colaborări şi interdependenţa acestora, cu atît procesul de conducere devine mai complex şi mai greu de stăpînit.

Dinamica de creştere a producţiei ramurii, coroborată cu dinamica de creştere a complexităţii structurii producţiei şi a interdependenţei uzinelor, nu mai poate permite îngheţarea uzinelor la anumite programe de producţie, respectiv de indicatori tehnico-economici aprobaţi prin diversele acte normative avînd la bază proiectele studiilor tehnico-economice precum şi programe de producţie convenţionale. Adaptarea capacităţilor de producţie, rezultat al programelor convenţionale, la dinamica programelor de fabricaţie reale necesită în fiecare an un volum important de proiectare, care nu mai poate ţine pasul necesităţilor şi nu mai poate asigura operativitatea cerută întocmirii documentaţiilor ce trebuie să stea la baza luării deciziilor, chiar dacă institutele de proiectare se vor dezvolta foarte mult.

De asemenea dinamica creşterii producţiei şi a complexităţii nomenclatorului acesteia se reflectă, printr-o aprovizionare din ce în ce mai amplă şi mai diversificată, nu numai în cadrul ramurii prin extinderea colaborărilor interuzinale, ci şi în raporturile cu celelalte ramuri furnizoare în cadrul unui nomenclator de sortimente foarte diferite şi pe bază de asimilări de noi materiale.

Evidenţa fondurilor fixe, determinarea distribuţiei lor, a gradului lor de încărcare, precum şi a energeticii lor, cît şi evidenţa muncitorilor pe specialităţi, devin şi ele din ce în ce mai complexe, necesitînd un volum tot mai mare de muncă.

Rezolvarea tuturor acestor probleme se impune atît la nivelul ramurii, cît şi la nivelul subramurilor (centralelor industriale), precum şi la nivelul fiecărei uzine din ramura de construcţii de maşini. Necesitatea armonizării posibilităţilor reale de producţie ale uzinelor cu programele anuale de fabricaţie, într-un timp relativ scurt, face ca lansarea planului anual de producţie să se bazeze în mare parte pe tatonări, conducînd la dificultăţi în realizarea producţiei.

Pentru a se putea asigura lansarea optimă a planului, deci pentru a se cunoaşte în timp util posibilităţile de producţie efective ale uzinelor, indicatorii tehnico-economici corespunzători, precum şi deciziile cele mai adecvate de luat în vederea adaptării capacităţilor existente la programele reale de producţie, este necesară folosirea unor metode matematice moderne şi a unor echipamente corespunzătoare de transmitere şi de prelucrare a informaţiilor.

În acest scop se propune un model matematic prezentat în cele ce urmează.

Producţia ramurii de construcţii de maşini este caracterizată printr-un nomenclator de „*n*'' tipodimensiuni de produse $P_i(i = 1 \dots i \dots n)$, fabricaţia unora putînd-se repeta, adică putîndu-se avea $N_i P_i = S_i$, unde S_i reprezintă volumul total al producţiei unei anumite tipodimensiuni de produc, exprimat fie în unităţi fizice sau naturale, fie în producţie valorică.

---

* Comunicare prezentată la al II-lea simpozion – Aplicaţiile sistemului informaţional în economie, 8–12 decembrie 1970, organizat de Asociaţia Oamenilor de Ştiinţă din R. S. R.

Realizarea produsului P_i este legată de anumite consumuri specifice de muncă m_{ji} de diferite specialităţi j $(j = 1 \ldots j \ldots v)$, de anumite colaborări specifice materiale interuzinale c_{ki}, de diferite piese, subansamble etc. k $(k = 1 \ldots k \ldots p)$, obţinute în cadrul ramurii, precum şi de anumite consumuri specifice c'_{qi} de materii prime şi materiale q $(q = 1 \ldots q \ldots r)$.

Numărul total $(v + p + r)$ al consumurilor specifice de muncă, de colaborări materiale interuzinale, de materii prime şi materiale pentru cele n produse ale planului real anual de producţie a unei anumite zone se poate înregistra într-o matrice cu $(m + p + r)$ linii şi n coloane :

$$\| e_{gi} \|_{i = 1 \ldots n}^{g = 1 \ldots (v + p + r)} \qquad (1)$$

Fiecare uzină, respectiv fiecare subramură (centrală industrială), ca şi întreaga ramură vor avea o matrice de tipul (1) caracterizînd consumurile specifice e_{gi} ale celor n tipodimensiuni de produse P_i, respectiv ale celor $(v + p + r)$ procese tehnologice (consumuri de muncă), genuri de colaborări materiale interuzinale şi de materiale — materii prime.

Întrucît nu toate produsele n intră în programul de producţie al unei uzine sau centrale industriale şi chiar, într-un anumit an, al întregii ramuri, o parte din elementele matricei (1) vor fi nule, după cum pentru un anumit produs unele din consumurile specifice ale matricei (1) vor fi nule.

Matricea (1) fiind considerată matricea ramurii, matricele centralelor industriale vor fi submatrice ale matricei ramurii, iar matricele uzinelor vor fi submatricele matricei centralelor industriale.

Este de reţinut că fiecare linie a matricei (1) se referă la un anumit proces tehnologic (consum de muncă), respectiv la o anumită colaborare materială interuzinală sau la un anumit material, respectiv materie primă, pentru totalitatea produselor ce intră în planul anual real de producţie ; în schimb fiecare coloană se referă la totalitatea proceselor tehnologice (consumurilor de muncă), respectiv totalitatea colaborările interuzinale şi materialelor — materiilor prime, pentru un anumit produs i ce intră în planul real de producţie.

Ceea ce interesează este stabilirea, pentru un anumit plan anual real de producţie, a consumurilor totale (necesarului) de muncă pe genuri de procese tehnologice (specialităţi), respectiv de colaborări materiale interuzinale şi de materiale — materii prime, căci acestea stabilesc pe de o parte capacităţile necesare pentru realizarea planului anual de producţie iar pe de altă parte planul forţelor de muncă, respectiv planul de aprovizionare, rezultatul acestora conducînd la stabilirea indicatorilor tehnico-economici ai fiecărei uzine, respectiv ai fiecărei centrale industriale, precum şi pentru întreaga ramură.

Aceste consumuri totale (necesarul) vor rezulta din înmulţirea matricei (1) cu vectorul coloană $\|S_i\|_{n1}$, al planului anual real, de producţie exprimat prin producţiile S_i ale fiecărui produs P_i pentru fiecare uzină, respectiv pentru fiecare centrală industrială şi, în consecinţă, pentru întreaga ramură.

Produsul $\| e_{gi} \| \cdot \| S_i \| = \| E_g \|_{(v+p+r),1}$ va da necesarul anual al consumurilor de muncă M_j, de colaborări materiale interuzinale C_k şi de materiale — materii prime C'_q sub forma unui vector coloană avînd ca subvectoare coloană $\| M_j \|_{v,1}$ $\| C_k \|_{p,1}$ şi $\| C'_q \|_{r,1}$ pentru fiecare uzină, respectiv fiecare centrală industrială şi, în consecinţă, pentru întreaga ramură.

Aceste consumuri totale se vor compara cu cele aprobate prin acte normative şi rezultate din proiecte pe baza programelor convenţionale de producţie. Vor rezulta următoarele situaţii :

$$\begin{aligned} M_g &< M_g^*, \quad \text{(a)} \\ M_g &= M_g^*, \quad \text{(b)} \qquad (2) \\ M_g &> M_g^*, \quad \text{(c)} \end{aligned}$$

în care M_g^*, C_*^g, $C_*'^g$ reprezintă valorile rezultate din proiecte şi aprobate prin acte normative.

În cazul (2, a) vor rezulta capacităţi disponibile faţă de prevederile proiectelor, în cazul (2, b) necesarul este la nivelul capacităţilor proiectate, iar în cazul (2, c) vor rezulta lipsuri de capacităţi faţă de proiecte. Aceasta este valabil şi pentru colaborările materiale interuzinale C_g, respectiv pentru materialele — materiile prime C'_g.

Centralizîndu-se rezultatele de la fiecare uzină, se vor avea rezultatele pentru fiecare centrală industrială şi în final pentru întreaga ramură.

În felul acesta se stabilesc ; planul forţelor de muncă, planul de aprovizionare, planul de colaborări materiale interuzinale ; pe baza planului forţelor de muncă, respectiv a consumurilor de muncă pe specialităţi (procese tehnologice), ţinîndu-se seamă de recensămîntul fondurilor fixe care acţionează asupra obiectului muncii, se va putea stabili încărcarea acestora şi deci face o distribuţie a lor corespunzătoare nevoilor fiecărei uzine. Prin aceasta se va putea ajunge la o folosire optimă a fondurilor fixe care acţionează asupra obiectului muncii şi, în consecinţă, la o eficienţă optimă a investiţiilor.

În subsidiar este de arătat că matricea (1) se poate împărţiîn submatricele $\|m_{ji}\|_{v,n}$, $\|c_{ki}\|_{p,n}$, $\|c'_{q1}\|_{r,n}$ specializate pe consumuri specifice de muncă, de colaborări materiale interuzinale şi de materiale — materii prime. Înmulţirea acestor submatrice cu vectorul coloană $\|S_i\|_{n,1}$ al planului real anual de producţie va da vectoarelor coloană $\|M_j\|_{v,1}$ al necesarului consumurilor de muncă, $\|C_k\|_{p,1}$ al necesarului de colaborări materiale interuzinale şi $\|C'_{q1}\|_{r,1}$ al necesarului de materiale— materii prime.

Pentru efectuarea tuturor calculelor în timp util, este necesară folosirea unei maşini electronice de calcul de mare capacitate.

Din prezentarea modelului matematic rezultă că materialul informaţional necesar iniţial este cel folosit în mod curent în activitatea de proiectare şi în cea de exploatare. El constă în principiul din:

a) Cadourile şi nomenclatorul produselor ramurii.

b) Codurile şi nomenclatorul materiilor prime, materialelor şi colaborărilor materiale interuzinale necesare realizării producţiei ramurii.

c) Codurile şi nomenclatorul profesiunilor şi funcţiunilor ce intervin în ramura.

d) Sistemul de consumuri specifice de materii prime, de materiale, de colaborări materiale interuzinale, precum şi de muncă pe specialităţi (procese tehnologice) pentru fiecare produs al ramurii.

e) Fişele primare pentru fiecare produs al ramurii, cu codul lui şi care să conţină toate consumurile specifice de materii prime, de materiale, de colaborări materiale interuzinale şi de muncă pe specialităţi.

f) Rezultatele recensămîntului fondurilor fixe care acţionează asupra obiectului muncii, din cadrul uzinelor ramurii, cu toţi parametrii energotehnologici.

Toate aceste informaţii trebuie să fie stocate în fişiere care să permită un acces cît mai uşor (cartele sau benzi perforate, benzi sau discuri magnetice.

Biblioteca de date o dată pusă la punct, reactualizarea sa continuă va cere un efort minim.

Sistemul informaţional propus, unic pentru întreaga ramură de construcţii de maşini, va putea răspunde operativ la rezolvarea unui mare număr de probleme de cea mai mare importanţă la nivelul ramurii, subramurilor (centralelor industriale), respectiv uzinelor; spre exemplu el va putea determina coordonat cu programele anuale de producţie:

— posibilităţile de fabricaţie pe diverse secţii tehnologice ale uzinelor, respectiv pe diversele genuri de secţii tehnologice pe întreaga ramură;

— gradul de încărcare al uzinelor, respectiv al secţiilor tehnologice şi chiar al fondurilor fixe care acţionează asupra obiectului muncii, stabilindu-se astfel şi locurile înguste în producţie;

— necesarul de forţe de mucnă pe specialităţi pe fiecare uzină, respectiv pe întreaga ramură;

— necesarul de colaborări materiale interuzinale în cadrul ramurii;

— necesarul de materii prime şi materiale pe fiecare uzină şi pe întreaga ramură, deci implicit planul de aprovizionare.

Prin determinarea elementelor prezentate mai sus se rezolvă în mod operativ şi eficient şi problema lansării planurilor anuale de producţie coordonate cu capacităţile, dotările cu fonduri fixe şi forţele de muncă, stabilindu-se astfel şi indicatorii tehnico-economici ai fiecărei uzine, fiecărei centrale industriale, respectiv ai întregii ramuri.

Avînd la dispoziţie sistemul informaţional arătat, se va putea trece şi la optimizarea planurilor de producţie în funcţie de anumite resurse (capacităţi producţie, dotări tehnologice, forţe de muncă, materiale şi materii prime, desfacere etc.).

De asemenea prin desăvîrşirea sistemului informaţional se vor crea premisele pregătirii datelor necesare pentru integrarea ramurii de construcţii de maşini în balanţa legăturilor dintre ramuri.

Introducerea sistemului informaţional propus va necesita o acţiune ce se va desfăşura treptat în mod sistematic după stabilirea prealabilă a codificărilor arătate sub a)—f), pentru fiecare uzină avînd profil similar din cadrul aceleiaşi centrale industriale, obţinîndu-se apoi sistemul informaţional pe întreaga centrală, urmînd apoi pentru întreaga ramură. Este de reţinut că stabilirea sistemului informaţional arătat pentru ramura de construcţii de maşini va trebui să se încadreze în sistemul informaţional naţional.

Sistemul informaţional propus pentru ramura construcţii de maşini poate fi reneralizat pentru aplicare şi în celelalte ramuri industriale.

CZ 621.67 : 621.882 : 621.913.3

Geometria şuruburilor pompelor elicoidale şi unele aspecte privind tehnologia prelucrării acestora prin mortezare

Dr. ing. Dezideriu MAROS – Institutul politehnic – Cluj
Ing. Csaba GYENGE – Uzina mecanică – Cugir
Ing. Nicolae ORLANDEA – Institutul politehnic – Cluj

Datorită marilor avantaje pe care le prezintă acţionările hidraulice cu pompe cu şurub s-au răspîndit într-un ritm rapid în construcţia de maşini.

Multe maşini cu acţionare hidraulică, existente sau produse în întreprinderile din ţara noastră, folosesc astfel de pompe. Execuţia acestora este legată însă de o serie de dificultăţi tehnologice şi de calcul.

Studiile şi cercetările experimentale efectuate în cadrul Institutului de Calcul al Academiei R.S.R. — Filiala Cluj, Institutul politehnic-Cluj şi al Uzinei mecanice — Cugir au permis rezolvarea acestor probleme. În continuare se vor prezenta cîteva din rezultatele mai importante astfel obţinute.

După cum se ştie, elementele principale ale unei asemenea pompe sînt: carcasa *1* (fig. 1), şurubul antrenor *2* şi cele două şuruburi de etanşare *3*.

Prin angrenarea celor două şuruburi se formează compartimente închise de fluid care, în timpul mişcării de rotaţie a şurubului antrenor, execută mişcări de translaţie spre orificiul de refulare, obţinîndu-se presiuni mari, proporţionale cu lungimea şuruburilor.

Dificultăţile intervin la calculul sculelor şi la stabilirea tehnologiei de prelucrare a şuruburilor.

În funcţie de profilele lor frontale se deosebesc trei variante [1] ale acestor şuruburi (fig. 2) şi anume: *2a* varianta clasică (necorijată); 2*b* corijat (în varianta *I*) cînd vîrful profilului şurubului etanşor se teşeşte pe o porţiune $A'A'' = b$ cu o dreaptă, pentru reducerea uzurii; *2a* corijat (în varianta II) cînd vîrful profilului şurubului de etanşare este rotunjit cu un cerc de rază *b*, în acelaşi scop.

Pentru determinarea profilelor frontale ale şuruburilor, care în toate variantele acestor pompe sînt cicloidale, se porneşte de la ecuaţia generală a unei epicicloide, generate de un punct M aflat în planul centroidei C_2 cu raza r_2 (fig. 3) la distanţa *a* de ea, atunci cînd aceasta se rostogoleşte peste centroida fixă C_1 cu raza r_1. După cum rezultă din figura 3, ecuaţiile care determină coordonatele punctului *M*, de pe această epicicloidă în sistemul de referinţă fix xo_1z vor fi:

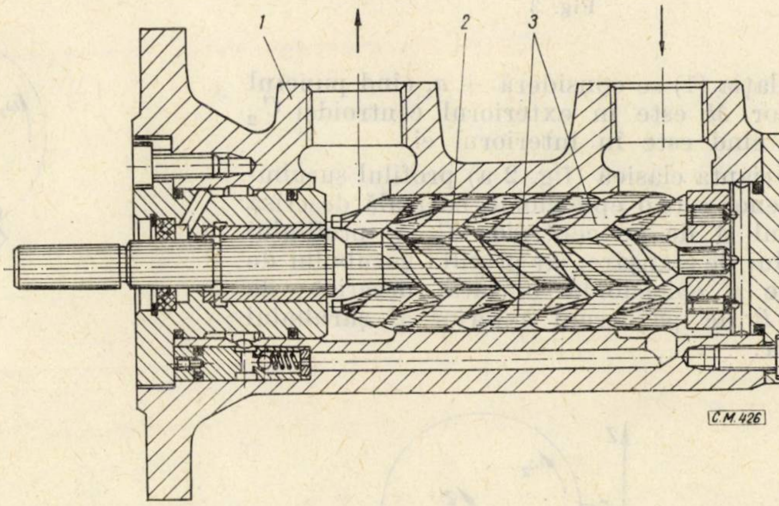


Fig. 1

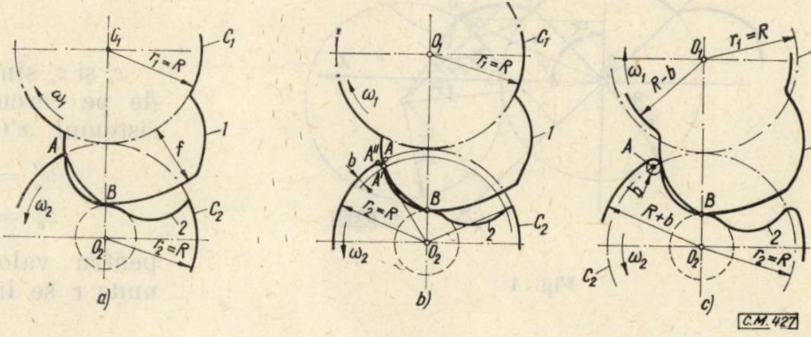


Fig. 2

$$x=(r_1+r_2)\cdot\sin(\alpha+\varphi)-(r_2\pm a)\cdot\sin\left(\alpha+\frac{r_1}{r_2}\varphi+\varphi\right);$$

$$z=(r_1+r_2)\cdot\cos(\alpha+\varphi)-(r_2\pm a)\cdot\cos\left(\alpha+\frac{r_1}{r_2}\varphi+\varphi\right);\tag{1}$$

unde: α este unghiul dintre axa de simetrie a golului şi raza vectoare corespunzătoare originii M_0 a curbei $\left(\text{în majoritatea cazurilor } \alpha \text{ se adoptă egal cu } \frac{\pi}{4}\right)$.

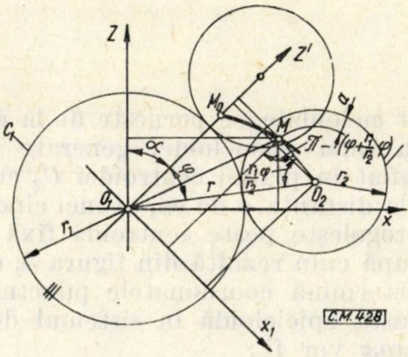


Fig. 3

În relaţia (1) se consideră $+a$, cînd punctul generator M este în exteriorul centroidei C_2 şi $-a$, cînd este în interiorul ei.

În varianta clasică (fig. 2 a) profilul şurubului antrenor este o epicicloidă normală descrisă de vîrful A de pe centroida C_2 a profilului şurubului de etanşare, iar profilul şurubului de etanşare o epicicloidă buclată, descrisă de vîrful B de pe cercul exterior al şurubului antrenor.

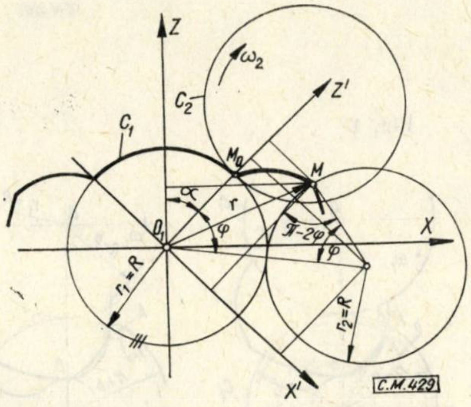


Fig. 4

Avînd în vedere că în acest caz $r_1 = r_2 = R$, iar $a = f$, după cum rezultă din figurile 4 şi 5, ecuaţia generală (1), în acest caz, va lua următoarele forme :

— pentru şurubul antrenor (fig. 4) ;

$$\begin{cases} x = R\,[2 \sin\,(\alpha + \varphi) - \sin\,(\alpha + 2\varphi)]\,; \\ z = R\,[2 \cos\,(\alpha + \varphi) - \cos(\alpha + 2\varphi)]\,; \end{cases} \tag{2}$$

— pentru şurubul de etanşare (fig. 5) ;

$$\begin{aligned} x &= 2R \sin\,(\alpha' + \varphi) - (R+f)\cdot\sin\,(\alpha' + 2\varphi)\,; \\ z &= 2R \cos\,(\alpha' + \varphi) - (R+f)\cdot\cos\,(\alpha' + 2\varphi). \end{aligned} \tag{3}$$

După cum rezultă din figurile 4 şi 5, raza vectoare a punctului curent M de pe cele două profile se determină [1] cu relaţiile :

$$r^2 = R^2\,(5 - 4 \cos \varphi), \tag{4}$$

pentru profilul şurubului antrenor, şi

$$r^2 = (5R^2 + 2Rf + f^2) - 4R\,(R+f) \cos\varphi \tag{5}$$

pentru profilul şuruburilor de etanşare.

Unghiul α' cuprins între axa Oz şi raza vectoare la punctul M_0 (fig. 5) de tangenţă al epicicloidei buclate cu cercul interior al profilului se determină din :

$$\alpha' = \frac{\pi}{2} - \alpha - \gamma, \tag{6}$$

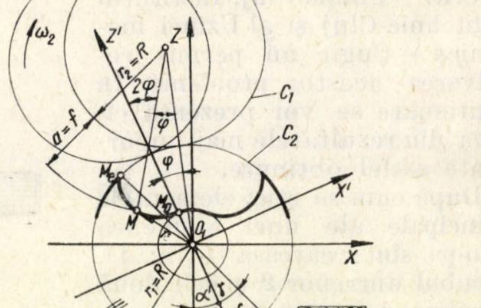


Fig. 5

unde :

$$\gamma = -\operatorname{arc\,tg} \frac{x'_e}{z'_e}. \tag{7}$$

x'_e şi z'_e sînt coordonatele punctului M_e (fig. 5) de pe cercul exterior al epicicloidei faţă de sistemul $x'O_1z'$ şi se determină cu relaţiile :

$$\begin{aligned} x'_e &= 2R \sin\varphi - (R+f) \sin 2\varphi, \\ z'_e &= 2R \cos\varphi - (R+f) \cos 2\varphi, \end{aligned} \tag{8}$$

pentru valoarea lui $\varphi = \varphi_e$, dedusă din (5) unde r se înlocuieşte cu R, adică ;

$$\cos \varphi_e = \frac{4R^2 + 2Rf + f^2}{4R(\mathrm{R} + f)}. \tag{9}$$

În varianta I corijată (fig. 2 b), de asemenea $r_1 = r_2 = R$; profilul se menţine neschimbat, doar vîrful A se teşeşte pe o porţiune de lăţime $A'A'' = b$, cu o dreaptă ce trece prin O_2. Profilul 1 (fig. 6 — profilul frontal al şurubului corijat în varianta I) se va schimba în consecinţă şi se va compune din două părţi : dintr-o porțiune de epicicloidă scurtată descrisă de punctul A' și dintr-o porțiune de epicicloidă normală înfășurată de raza $A''O_2$, a centroidei C_2. Această epicicloidă este identică cu epicicloida descrisă de punctul A', de pe centroida C_2' de rază $r_2' = \frac{R}{2}$. Cele două porțiuni se racordează în apropiere de cercul interior al profilului. Profilul epicicloidal al șurubului de etanșare, în această variantă, se va calcula întocmai ca și în cazul necorijat, întrucît unghiul la centru care fixează vîrful A de pe cercul exterior s-a ales constructiv tot $\frac{\pi}{2} - \alpha$.

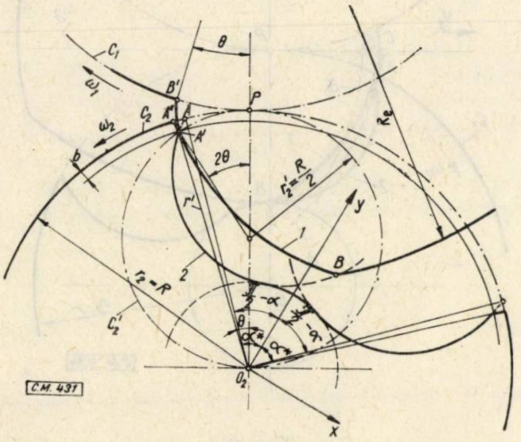


Fig. 6

Unghiul la centru $2\alpha^*$ corespunzător porțiunilor drepte (fig. 6) se calculează înlocuind pe r cu $r' = R - b$ și φ cu φ'; se obține din (5):

$$\cos\varphi' = \frac{4R^2 + 2R(f-b) + f^2 - b^2}{4R(R+f)}. \qquad (10)$$

Cunoscînd pe φ', cu ajutorul formulelor (3), se determină:

$$\alpha^* = \operatorname{arc\,tg}\frac{x}{z} =$$

$$= \operatorname{arc\,tg}\frac{2R\sin(\alpha' + \varphi') - (R+f)\sin(\alpha' + 2\varphi')}{2R\cos(\alpha' + \varphi') - (R+f)\cos(\alpha' + 2\varphi')}. \qquad (11)$$

Pentru determinarea profilului șurubului antrenor, se va considera, ca axă de simetrie a golului, axa O_1z știind că originea profilului este rotită cu unghiul $\frac{\pi}{2} - \alpha^*$, față de aceasta (fig. 7).

Porțiunea de epicicloidă normală pînă în punctul A', generată de cercul de rază $r_2' = \frac{R}{2}$, ținînd seamă de relațiile (1) cu specificația $r_1 = R$, $\alpha = \frac{\pi}{2} - \alpha^*$ și $a = 0$, este determinată de ecuațiile:

$$\left.\begin{aligned} x &= \frac{R}{2}[\cos\alpha^*(3\cos\varphi - \cos 3\varphi) + \\ &\quad + \sin\alpha^*(3\sin\varphi - \sin 3\varphi)], \\ z &= \frac{R}{2}[\sin\alpha^*(3\cos\varphi - \cos 3\varphi) - \\ &\quad - \cos\alpha^*(3\sin\varphi - \sin 3\varphi)], \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

unde:

$$0 \leqq \varphi \leqq \theta, \text{ iar } \cos\theta = \frac{R-b}{R} \text{ (fig. 6)}. \quad (13)$$

Raza vectoare corespunzătoare r' se determină din:

$$r'^2 = \frac{R^2}{2}(5 - 3\cos 2\varphi). \qquad (14)$$

A doua porțiune de epicicloidă scurtată, generată de punctul A', legat de centroida C_2 cu raza $r_2 = R$, cînd se rostogolește peste cercul de rază $r_1 = R$ (fig. 6) în baza relațiilor (1) cu specificațiile de mai sus și $a = b$, este determinată de ecuațiile:

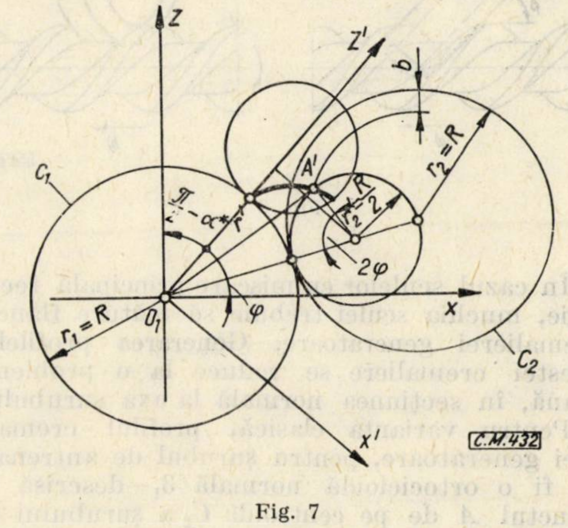


Fig. 7

$$\begin{aligned} x &= 2R\cos(\alpha^* - \varphi) - (R-b)\cos(\alpha^* - 2\varphi) \\ z &= 2R\sin(\alpha^* - \varphi) - (R-b)\sin(\alpha^* - 2\varphi) \end{aligned} \quad (15)$$

unde:

$$\theta \leqq \varphi \leqq \varphi_e.$$

Pentru determinarea unghiului φ_e, în formula (5) se înlocuiește $r = R_e$ și $f = -b$.

Astfel:

$$\cos\varphi_e = \frac{5R^2 - 2Rb + b^2 - R_e^2}{4R(R-b)}. \qquad (16)$$

Raza vectoare r a punctelor profilului de pe această porțiune, ținînd seamă de aceleași specificații, se determină tot din (5).

Raza punctului de racord a celor două porţiuni, unde $\varphi = \theta$, va avea valoarea:

$$r_\theta^2 = R^2 + 6Rb - 3b^2. \tag{17}$$

În varianta II corijată (fig. 2c) — profilul epicicloidal 2 al şurubului de etanşare rămîne neschimbat, racordîndu-se cu cercul exterior, cu arcul de rază b, avînd centrul în A, pe centroida C_2. Profilul şurubului antrenor va fi o echidistantă la o epicicloidă normală.

Determinarea coordonatelor acestor profile este redată în lucrarea [1].

Prelucrarea suprafeţelor elicoidale cu profil frontal determinat ca mai sus se poate efectua cu scule care execută mişcarea principală de aşchiere rectilinie (fig. 8a) şi cu scule la care această mişcare este de rotaţie (fig. 8b).

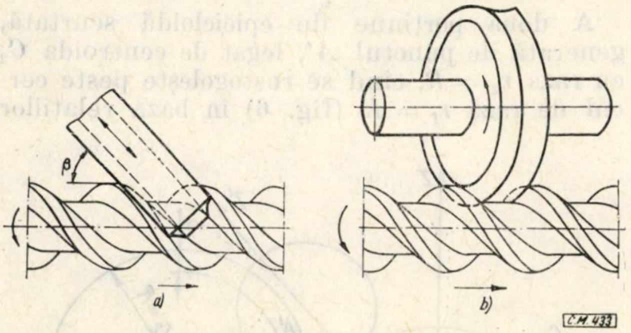


Fig. 8

În cazul sculelor cu mişcare principală rectilinie, muchia sculei trebuie să mături flancul cremalierei generatoare. Generarea profilelor acestei cremaliere se reduce la o problemă plană, în secţiunea normală la axa şurubului.

Pentru varianta clasică, profilul cremalierei generatoare, pentru şurubul de antrenare va fi o ortocicloidă normală 3_1—descrisă de punctul A de pe centroida C_2 a şurubului de etanşare într-un plan 3—ce execută o mişcare de translaţie cu viteza $v_3 = r_1\omega_1 = r_2\omega_2$ (fig. 9), iar profilul cremalierei generatoare pentru şuruburile de etanşare va fi o ortocicloidă buclată 3_2, descrisă de punctul B de pe cercul exterior al şurubului antrenor în acelaşi plan 3.

Coordonatele punctului curent M al profilului format de ortocicloida normală a cremalierei generatoare a golului şurubului de antrenare ţinînd seamă de faptul că $r_2 = R$ se determină [1] din figura 10 astfel:

$$\left.\begin{aligned} x &= x' + \alpha R = R(\varphi - \sin\varphi + \alpha) \\ z &= z' = R(1 - \cos\varphi). \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

Coordonatele punctului M al profilului ortocicloidei buclate a cremalierei generatoare a şurubului de etanşare, ţinînd seamă de faptul

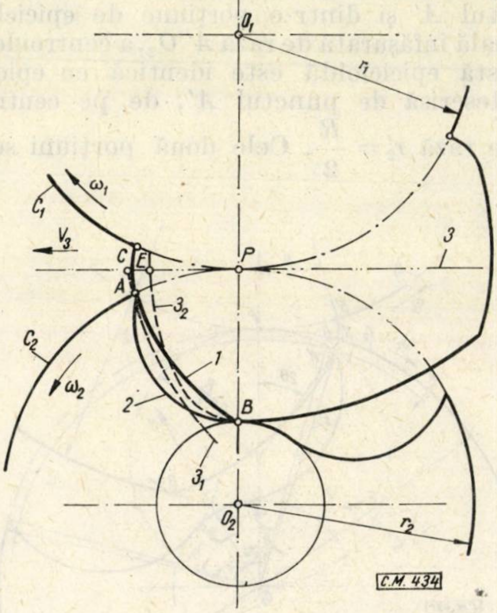


Fig. 9

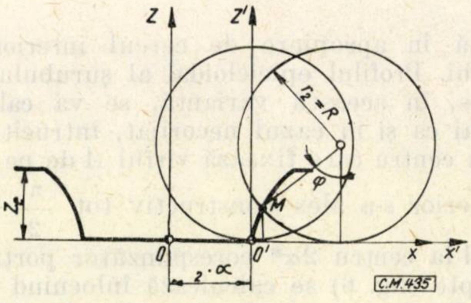


Fig. 10

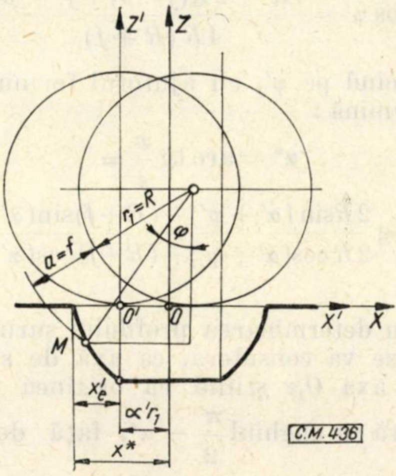


Fig. 11

că $r_1 = R$, se determină conform [1] din figura 11 astfel:

$$\begin{aligned} x &= x' \cdot - \alpha' \cdot R = R(\varphi - \alpha') - (R+f)\cdot\sin\varphi, \\ z &= z' = R - (R+f)\cos\varphi. \end{aligned} \tag{19}$$

Cota x^*, corespunzătoare semilăţimii maxime a cremalierei generatoare în secţiunea frontală, se determină din :

$$x^* = x'_e + \alpha' R, \qquad (20)$$

unde :

$$x'_e + R \cdot \varphi_e - (R + f) \cdot \sin\varphi_e . \qquad (21)$$

φ_e este unghiul corespunzător lui $z' = 0$, adică din (19) :

$$\cos \varphi_e = \frac{R}{R + f}. \qquad (22)$$

În varianta I corijată, profilul frontal al cremalierei generatoare pentru şurubul antrenor se compune din două părţi : o ortocicloidă normală avînd, după figura 12, ecuaţia :

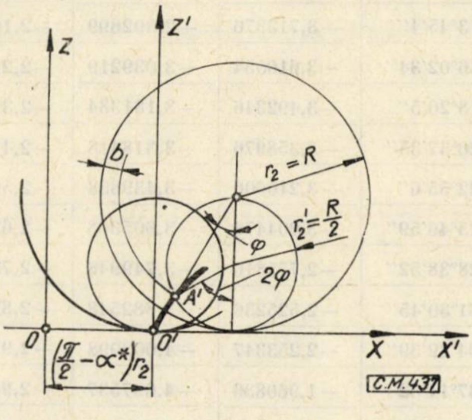


Fig. 12

$$x = \left(\frac{\pi}{2} - \alpha^*\right) \cdot R + x' =$$

$$= \left(\frac{\pi}{2} - \alpha^*\right) R + \varphi R = \frac{R}{2} \sin 2\varphi, \qquad (23)$$

$$z = z' = \frac{R}{2}(1 - \cos 2\varphi),$$

unde :

$$0 \leqq \varphi \leqq \theta$$

şi o ortocicloidă scurtată avînd ecuaţia :

$$\begin{aligned} x &= \left(\frac{\pi}{2} - \alpha^*\right) R + x' = \\ &= \left(\frac{\pi}{2} - \alpha^*\right) R + \varphi R - (R - b) \sin\varphi, \\ z &= z' = R - (R - b) \cos\varphi, \end{aligned} \qquad (24)$$

unde $\theta \leqslant \varphi \leqslant \varphi_e$.

Unghiul φ_e este unghiul corespunzător lui z_e, înălţimea dintelui cremalierei generatoare. Aceasta se determină din (24), cînd $z = z_e$:

$$\cos \varphi_e = \frac{R - z_e}{R - b}. \qquad (25)$$

Ordonata punctului de racord corespunzător unghiului θ se deduce din (24), pentru $\varphi = \theta$, ţinînd seamă de (13) :

$$z_\theta = R - \frac{(R - b)^2}{R}. \qquad (26)$$

În varianta II corijată, profilul cremalierei generatoare pentru şurubul antrenor va fi o echidistantă la o ortocicloidă normală a cărei ecuaţie este dată în lucrarea [1].

Profilul cremalierelor generatoare pentru şuruburile de etanşare în ambele variante corijate este cel de la varianta clasică, iar teşirea, respectiv rotunjirea se execută ulterior.

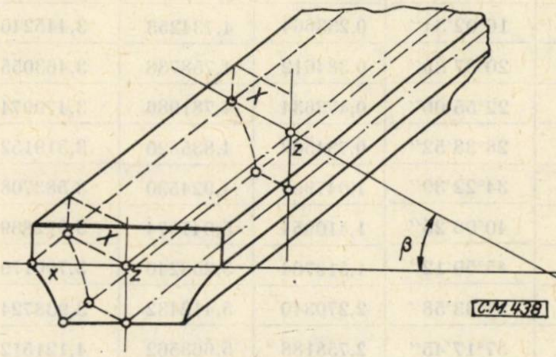


Fig. 13

Cunoscînd profilele cremalierelor generatoare în secţiunea perpendiculară pe axa şuruburilor, se determină din figura 13 profilul în secţiune normală pe axa cremalierei :

$$\begin{aligned} X &= x \cos\beta, \\ Z &= z, \end{aligned} \qquad (27)$$

unde β este unghiul de înclinaţie al elicei pe cilindrul de rulare şi se determină cu formula :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2 \pi R}{p}, \qquad (28)$$

p fiind pasul elicei.

Ca exemplu, în tabelele 1 şi 2 sînt redate valorile acestor coordonate pentru profilele cremalierelor generatoare a şuruburilor în varianta clasică pentru pompa cu $r_1 = r_2 = R = 6$ mm şi pasul $p = 40$ mm, folosită la acţionarea maşinilor de broşat, produse de U. M.-Plopeni.

Pentru a crea condiţii favorabile de aşchiere, cuţitul va trebui prevăzut cu unghiuri de aşezare şi degajare. Ţinînd seamă de aceste unghiuri, din figura 14 se determină relaţiile pentru determinarea profilului normal al cuţitelor :

$$\begin{aligned} Z^* &= Z \cdot \frac{\cos(\alpha_s + \gamma_s)}{\cos \gamma_s}, \\ X^* &= X. \end{aligned} \qquad (29)$$

Tabela 1

Coordonatele profilului cremalierei pentru prelucrarea şurubului antrenor al pompelor cu R = 6 şi p = 40 mm, în varianta clasică

Pct. nr.	φ	$z = Z$	x	X
1	0°	0	4,712388	3,429325
2	2°17′31″	0,004800	4,712448	3,429369
3	4°35′2″	0,019188	4,712898	3,429696
4	6°52′32″	0,043146	4,714104	3,430576
5	9°10′24″	0,076734	4,715806	3,431850
6	11°27′33″	0,119598	4,720314	3,435096
7	13°45′4″	0,171972	4,726170	3,439356
8	16°02′34″	0,233664	4,734253	3,445240
9	20°37′35″	0,384612	4,758738	3,463055
10	22°55′06″	0,473634	4,781986	3,479974
11	28°38′52″	0,734508	4,835820	3,519152
12	34°22′39″	1,047990	4,924530	3,583708
13	40°06′25″	1,410954	5,047074	3,672869
14	45°50′12″	1,819764	5,208240	3,790179
15	51°33′58″	2,270340	5,412432	3,938724
16	57°17′45″	2,758188	5,663562	4,121512
17	63°01′31″	3,278406	5,965152	4,340994
18	68°45′18″	3,825834	6,326154	4,603704
19	70°31′44″	4,0	6,441288	4,687492

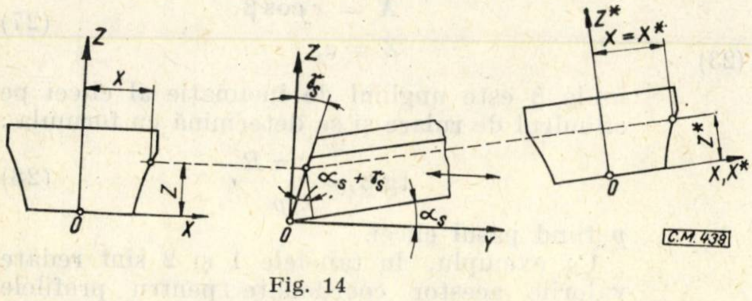


Fig. 14

Rectificarea profilelor acestor scule, determinate prin coordonatele unui număr oarecare de puncte, cu posibilităţile actuale existente în ţara noastră, se poate realiza numai prin aproximare cu arce de cerc pe maşini de rectificat, cu urmărire optică.

Sculele pentru cele două tipuri de pompe realizate au fost rectificate pe maşina model 395 M (fig. 15).

Profilul cuţitului *1* este proiectat pe ecranul maşinii, împreună cu profilul discului abraziv *2*. În timpul lucrului, urmărirea operaţiilor de reglaj şi controlul realizării profilului dorit

Tabela 2

Coordonatele profilului cremalierei pentru prelucrarea şurubului etanşor al pompelor cu R = 6 mm şi p = 40 mm, în varianta clasică

Pct. nr.	φ	$z = Z$	x	X
1	0	−4,0	−1,955670	−1,423191
2	2°17′31″	−3,991996	−2,114668	−1,538899
3	4°35′2″	−3,968016	−2,274819	−1,655444
4	6°52′32″	−3,928086	−2,432809	−1,770418
5	9°10′24″	−3,872106	−2,589889	−1,884729
6	11°27′33″	−3,800664	−2,742359	−1,995686
7	13°45′4″	−3,713376	−2,892699	−2,105092
8	16°02′34″	−3,610554	−3,039219	−2,211718
9	18°20′5″	−3,492346	−3,181334	−2,315139
10	20°37′35″	−3,358976	−3,318418	−2,414899
11	22°55′6″	−3,210606	−3,439838	−2,503259
12	25°46′59″	−3,004476	−3,605308	−2,623676
13	28°38′52″	−2,775816	−3,749948	−2,728934
14	31°30′45″	−2,525236	−3,882548	−2,825431
15	34°22′39″	−2,253347	−4,002098	−2,912431
16	37°14′32″	−1,960836	−4,097537	−2,981884
17	40°6 ′25″	−1,648406	−4,197857	−3,054889
18	45°50′12″	−0,967070	−4,329229	−3,150492
19	51°33′58″	−0,216099	−4,388936	−3,193943
20	53°7′49″	0	−4,391765	−3,196001

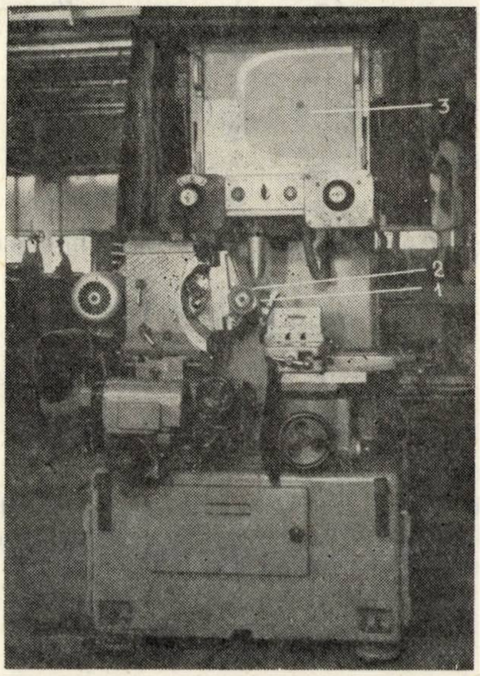


Fig. 15

se face după un desen mărit al acestuia aplicat pe ecranul *3* al mașinii. Discul abraziv se profilează anterior, cu ajutorul diamantului *4*, fixat într-un dispozitiv basculant *5* (fig. 16).

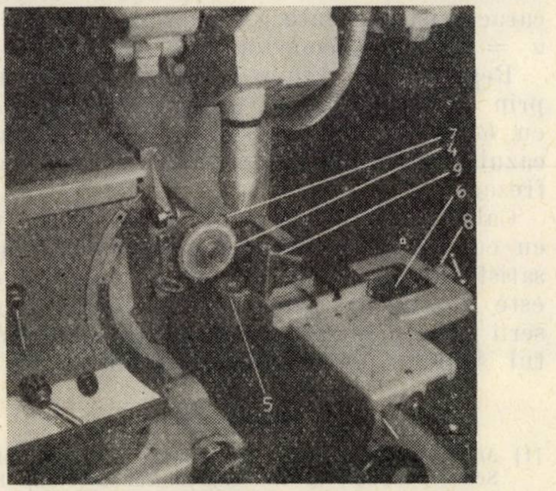


Fig. 16

Poziționarea axei de rotație a acestui dispozitiv față de axa profilului se realizează cu ajutorul calelor plan paralele *6* și a ceasurilor comparatoare *7* și *8*. Valoarea razei arcului de aproximație se reglează prin deplasarea radială a portdiamantului 9 (fig. 16) în brațul dispozitivului.

Pentru determinarea acestor cote de reglaj este necesar ca pornind de la profilul dat prin puncte să se determine profilul aproximat cu arce de cerc. În acest sens se reprezintă, la scară mărită 50 :1 punctele profilului și acesta se împarte, corespunzător, în segmente care pot fi bine aproximate, cu cîte un arc de cerc. Din punctele situate pe fiecare segment în parte, se aleg extremele A_1, A_3 și unul intermediar A_2 (fig. 17).

Parametrii arcului de cerc, care trece prin aceste trei puncte, se determină știind că centrul acestui cerc se află la intersecția mediatoarelor segmentelor A_1A_2 și A_2A_3.

Scriind ecuațiile acestor mediatoare rezultă :

$$X_c^* = \frac{a_1 - a_2 + b_1 c_1 - b_2 c_2}{b_1 - b_2}, \qquad (30)$$

$$Z_c^* = a_1 - b_1 \frac{a_1 - a_2 - b_1 c_1 - b_2 c_2}{b_1 - b_2}$$

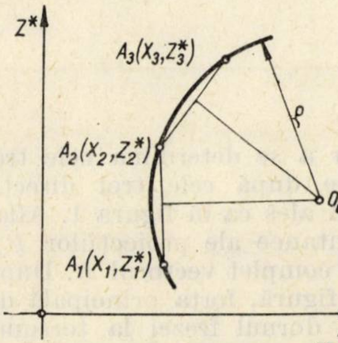

Z*
X
$A_1(X_1,Z_1^*)$
$A_2(X_2,Z_2^*)$
$A_3(X_3,Z_3^*)$
$O_c(X_c,Z_c^*)$
ρ
C.M. 442

Fig. 17

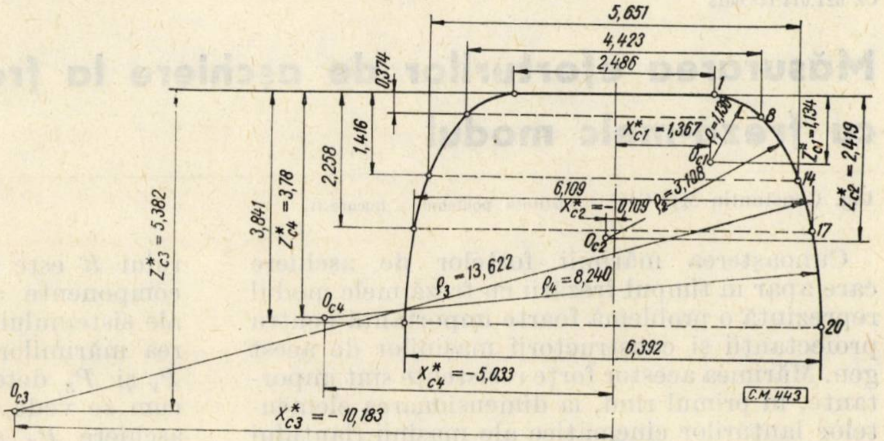

5,651
4,423
2,486
0,374
1,416
2,258
3,841
$Z_{c4}^* = 3,78$
$Z_{c3}^* = 5,382$
$X_{c1}^* = 1,367$
$\rho_1 = 1,136$
$Z_{c1}^* = 1,134$
$Z_{c2}^* = 2,419$
O_{c1}
6,109
$X_{c2}^* = -0,109$
$\rho_2 = 3,108$
O_{c2}
$\rho_3 = 13,622$
$\rho_4 = 8,240$
O_{c4}
O_{c3}
1
8
14
17
20
6,392
$X_{c4}^* = -5,033$
$X_{c3}^* = -10,183$
C.M. 443

Fig. 18

Tabela 3

Ordinea fazelor și regimul de așchiere la prelucrarea șuruburilor prin mortezare

Nr. crt.	Felul șurubului	Felul operației	Scula	Nr. de treceri	Regim de așchiere t mm	s mm/min	v m/min	c.d / min
1.	Antrenor	degroșare	freză profil	2	1,5	30	40	
		semifinisare	cuțit	1	0,5	12	30	120
		finisare	cuțit	2	0,25	8	36	140
2.	Etanșor	degroșare	freză profil	1	2,5	40	45	
		semifinisare	cuțit	2	0,6	24	30	120
		finisare	cuțit	1	0,30	8	36	140

iar raza cercului va fi :

$$\rho = (X_c^* - X_2^*)^2 + (Z_c^* - Z_2^*)^2 \tag{31}$$

unde :

$$a_1 = \frac{Z_1^* + Z_2^*}{2};\ a_2 = \frac{Z_2^* + Z_3^*}{2}$$

$$b_1 = \frac{X_2^* - X_1^*}{Z_2^* - Z_1^*};\ b_2 = \frac{X_3^* - X_1^*}{Z_3^* - Z_2^*} \tag{32}$$

$$c_1 = \frac{X_1^* + X_2^*}{2};\ c_2 = \frac{X_2^* + X_3^*}{2}.$$

Fiind stabilită eroarea maximă de profil admisă la această aproximare (între 0,002 şi 0,004 mm) – se calculează dacă arcul de cerc determinat verifică această condiţie impusă şi pentru restul punctelor care sînt între extremele A_1 şi A_3 cu relaţia :

$$\Delta \rho = \sqrt{(X_c^* - X_2^*)^2 + (Z_c^* - Z_2^*)^2} - \sqrt{(X_c^* - X_i)^2 + (Z_c^* - Z_i^*)^2 + (Z_e^* - Z_i^*)^2} \tag{33}$$

unde X_i^* şi Z_i^* sînt coordonatele punctelor pentru care se calculează abaterea.

În figura 18 este reprezentat profilul de aproximaţie al cuţitului pentru prelucrarea prin mortezare a flancurilor şurubului etanşor cu caracteristicile date anterior pentru $\gamma_s = 8°$ şi $\alpha_s = 10°$ după coordonatele din tabela 2.

Regimul de aşchiere folosit la prelucrarea prin mortezare a şuruburilor de la pompele cu $R = 6$ şi $p = 40$ este redat în tabela 3. În cazul acestei metode se indică degroşare prin frezare.

Calitatea suprafeţei obţinute după finisare cu cuţitul cît şi precizia dimensională au fost satisfăcătoare, însă productivitatea metodei este destul de redusă, fiind indicată pentru serii mici şi lucrări de reparaţii, deoarece costul sculelor este relativ scăzut.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Maros, D.* Über die Herstellung der Schrauben für Schraubenpumpen. În : Maschinenbautechnik 13, 1964 nr. 1, p. 8–11, nr. 2, p. 72–77.

[2] *Maros, D., Killmann, V., Rohonyi, V.* Angrenaje melcate. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

CZ 621.914.146.0015

Măsurarea eforturilor de aşchiere la frezarea cu freză-melc modul

Ing. Constantin MINCIU – Institutu politehnic – Bucureşti

Cunoaşterea mărimii forţelor de aşchiere care apar în timpul frezării cu freză-melc modul reprezintă o problemă foarte importantă pentru proiectanţii şi constructorii maşinilor de acest gen. Mărimea acestor forţe rezistente sînt importante, în primul rînd, la dimensionarea elementelor lanţurilor cinematice ale maşinii (lanţului cinematic principal, de rulare, de avans) şi în al doilea rînd la dimensionarea motoarelor de antrenare. Variaţia în timp a acestor forţe este necesară la determinarea stabilităţii dinamice a maşinii-unelte, în plus putîndu-se determina şi influenţa acestei variaţii asupra preciziei de execuţie a roţii dinţate. Din aceste motive apare necesitatea de a pune la dispoziţia proiectanţilor de maşini de frezat roţi dinţate cu freză-melc din ţara noastră, date cu privire la mărimea şi forma eforturilor de aşchiere ce apar la prelucrarea acestor roţi.

1. *Metodica de experimentare.* Forţa de aşchiere rezultantă are o poziţie şi o valoare instantanee arătată sub forma vectorului $\overline{R}$ din figura 1.

Practic este imposibil de a determina mărimea şi direcţia acestui vector în spaţiu. Din acest motiv, pentru determinarea completă a vectorului R este necesar a se determina cele trei componente ale sale după cele trei direcţii ale sistemului OXYZ ales ca în figura 1. Aflarea mărimilor instantanee ale proiecţiilor P_X, P_Y şi P_Z determină complet vectorul R. După cum se vede şi din figură, forţa principală de aşchiere P_Z solicită dornul frezei la torsiune şi încovoiere, forţa P_X solicită dornul frezei la compresiune iar dornul piesei la torsiune, iar forţa P_Y solicită cele două dornuri la încovoiere.

Importante ca mărime, din punct de vedere al proiectării maşinii-unelte, sînt forţele P_Z şi P_X, ele fiind forţele care solicită cele două capete ale lanţului cinematic de rulare şi capătul de ieşire al lanţului cinematic principal.

Măsurarea simultană a celor trei componente ale forţei $\overline{R}$ necesită folosirea unei mese tensometrice a cărei realizare este foarte dificilă şi scumpă. Pentru a elimina acest inconvenient, au fost construite trei dornuri tensometrice cu ajutorul cărora se pot măsura cele trei componente ale forţei de aşchiere $\overline{R}$. La proiectarea acestor dornuri s-a ţinut seamă de felul încărcărilor pe care le realizează cele trei forţe.

Astfel, forţa P_z va fi măsurată cu ajutorul unui dorn tensometric care măsoară momentul de torsiune la axul frezei; forţa P_x va fi măsurată cu ajutorul unui dorn tensometric care măsoară momentul de torsiune la axul piesei,

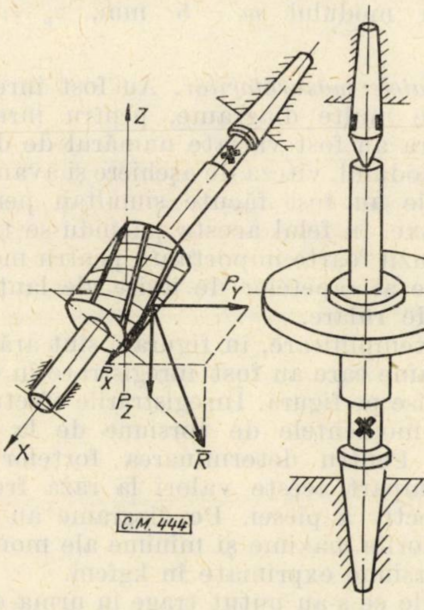


Fig. 1

iar forţa P_Y va fi măsurată cu ajutorul unui dorn tensometric care măsoară momentul încovoietor de la axul piesei. Primele două dornuri constituie chiar dornul pe care se montează scula, respectiv piesa, iar cel de al treilea este chiar vîrful de sprijin vertical al dornului piesei.

Pentru axul sculei au fost construite două dornuri cu diametrele de 27 mm şi 32 mm,

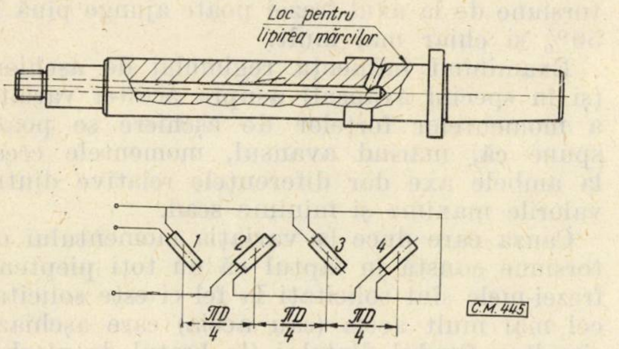


Fig. 2

iar pentru axul piesei a fost realizat un singur dorn cu diametrul de 32 mm.

Traductorii folosiţi au fost de tipul traductorilor tensometrici rezistivi cu fir (mărci tensometrice) a căror rezistenţă a fost de 200 Ω, cu o constantă de sensibilitate $K = 2{,}1$.

În figura 2 este reprezentat desenul dornului tensometric al frezei. Gaura centrală este necesară pentru a scoate legăturile de la mărcile tensometrice. Diametrul acestei găuri este relativ mic şi nu influenţează rigiditatea sistemului.

Pentru măsurarea momentului de torsiune au fost montate patru mărci tensometrice în punte completă, pe direcţii la 45° faţă de axa dornului (fig. 2).

Acest montaj are şi avantajul că elimină complet solicitările de încovoiere.

Pe vîrful de sprijin, cu care se poate măsura componenta P_Y, sînt lipite două mărci tensometrice montate în semipunte.

Observaţie. Deoarece această componentă interesează mai puţin în proiectarea unei maşini-unelte de frezat cu freză-melc, ea nu a fost măsurată în cadrul experienţelor de faţă, cu toate că dornul tensometric a fost executat.

În figura 3 apar cele trei dornuri, în care *1* reprezintă dornul tensometric al frezei, *2* reprezintă dornul tensometric al piesei, *3* — vîrful cu ajutorul căruia se poate măsura componenta P_Y, iar cu *4* s-a notat pîrghia cu ajutorul căreia s-a făcut etalonarea. Se pot observa locurile în care au fost montate mărcile tensometrice. Pentru a nu exista pericolul deteriorării mărcilor tensometrice acestea au fost acoperite cu un chit special şi apoi cu o bucşă metalică. Dornurile au fost executate din OLC60 tratat termic.

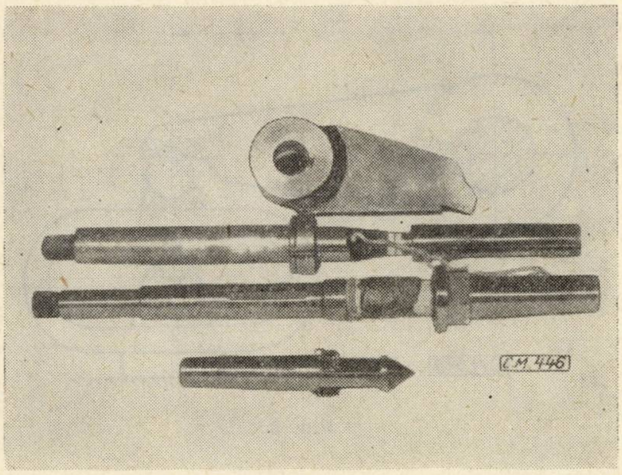


Fig. 3

Schema bloc a instalaţiei este reprezentată în figura 4.

Semnalele culese de la mărcile tensometrice sînt introduse într-o punte tensometrică de unde, prin intermediul unui amplificator, ajung la un înregistrator pe hîrtie cerată. Puntea tensometrică este de tipul R.F.T. cu patru canale, iar înregistratorul este de tipul Helco-Scriptor (al firmei Hollige, R.F.G.).

Axul frezei avînd o mişcare de rotaţie cu o turaţie relativ ridicată, curenţii primiţi de la mărcile tensometrice au fost culeşi cu ajutorul unui colector rotitor de construcţie Hottinger (R.F.G.).

Înregistrările primite de la cele două axe au fost făcute simultan.

Etalonarea instalaţiei s-a făcut cu ajutorul pîrghiei 4 (fig. 3) care a fost montată succesiv pe cele două axe şi încercată cu ajutorul unui dinamometru ca în figura 5.

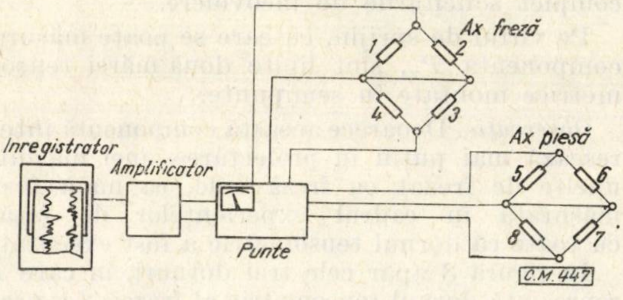


Fig. 4

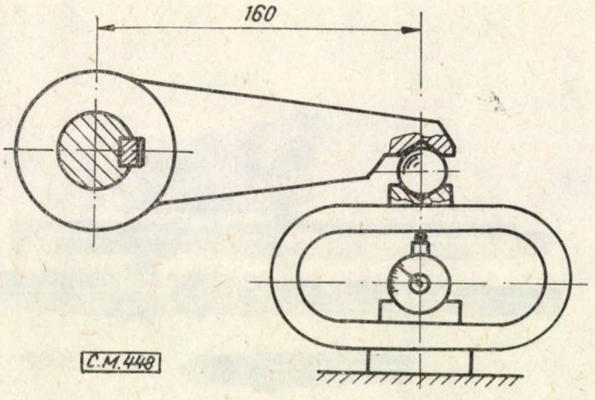


Fig. 5

Braţul pîrghiei are 160 mm. Pentru arborele frezei, momentul de torsiune a fost în limitele ± 3200 kgf cm, iar pentru arborele piesei momentul de torsiune s-a încadrat în limitele ± 800 kgfcm. Prin repetarea (de mai multe ori) etalonării s-a putut stabili că există o perfectă liniaritate între forţa de încărcare şi indicaţiile aparatelor de măsurare şi înregistrare.

Experienţele au fost efectuate pe maşina de frezat roţi dinţate cu freză-melc F.D. 320, de construcţie autohtonă.

Materialul roţilor dinţate care au servit la experimentare a fost OLC 45 laminat fără a fi tratat termic. S-au folosit freze-melc cu modulul de 3 mm şi de 5 mm. Diametrele exterioare ale celor două freze au fost de 65 şi, respectiv, 90 mm. Roţile dinţate au fost prelucrate la adîncimea finală a dintelui (la $h = 2{,}2$ m). Ţinînd seamă de posibilităţile maşinii-unelte, viteza principală de aşchiere a fost cuprinsă în limitele $v = (20 - 38{,}5)$ m/min, iar avansul în limitele $s = (0{,}66 - 3{,}32)$ mm/rot (fără a se face o variere continuă a vitezei principale de aşchiere sau a avansului).

Roţile dinţate prelucrate au avut următoarele numere de dinţi:

— pentru modulul $m = 3$ mm, $z_p = 20$; 30; 40; 50;

— pentru modulul $m = 5$ mm, $z_p = 20$; 25; 30.

2. *Rezultatele măsurătorilor.* Au fost înregistrate foarte multe diagrame, pentru înregistrarea cărora au fost variate numărul de dinţi ai roţilor, modulul, viteza de aşchiere şi avansul. Înregistrările au fost făcute simultan pentru cele două axe, în felul acesta putîndu-se trage unele concluzii foarte importante pentru modul de încărcare al capetelor de ieşire ale lanţului cinematic de rulare.

Pentru exemplificare, în figura 6 sînt arătate două diagrame care au fost înregistrate în condiţiile înscrise pe figură. Înregistrările efectuate reprezintă momentele de torsiune de la cele două axe. Pentru determinarea forţelor P_Z şi P_X se împart aceste valori la raza frezei-melc, respectiv a piesei. Pe diagrame au fost înscrise valorile maxime şi minime ale momentelor de torsiune exprimate în kgfcm.

Concluziile ce s-au putut trage în urma efectuării experienţelor sînt următoarele:

a) Momentele de aşchiere de la ambele axe variază în limite foarte largi. Acest lucru se vede şi în figura 6,*a* şi 6,*b*. În diagrama din figura 6,*a*, la axul sculei, momentul de torsiune minim are valoarea de 375 kgfcm, iar cel maxim are valoarea de 1275 kgfcm.

În figura 6,*b*, la axul piesei, valoarea pozitivă a momentului de torsiune ajunge la 128 kgfcm, în timp ce valoarea negativă are valoarea de 50 kgfcm.

Se poate spune că variaţia momentului de torsiune de la axul frezei poate ajunge pînă la 50% şi chiar mai mult.

Examinînd influenţa regimului de aşchiere (şi în special avansul) asupra acestei variaţii a momentelor forţelor de aşchiere se poate spune că, mărind avansul, momentele cresc la ambele axe dar diferenţele relative dintre valorile maxime şi minime scad.

Cauza care duce la variaţia momentului de torsiune constă în faptul că nu toţi pieptenii frezei-melc sînt solicitaţi la fel ci este solicitat cel mai mult acela (sau aceia) care aşchiază simultan fundul dintelui (la braţul de pîrghie cel mai mare şi adaos de aşchiere mare) şi cele două flancuri ale dintelui.

b) Solicitarea diferită a pieptenilor frezei-melc este foarte mult influenţată de numărul de dinţi ai roţii ce se prelucrează. Astfel, comparaţia diagramelor ce au fost înregistrate în condiţii identice dar la care a diferit doar numărul de dinţi ai roţilor dinţate a arătat că cu cît creşte acest număr de dinţi cu atît creşte şi numărul pieptenilor solicitaţi la valoarea maxi-

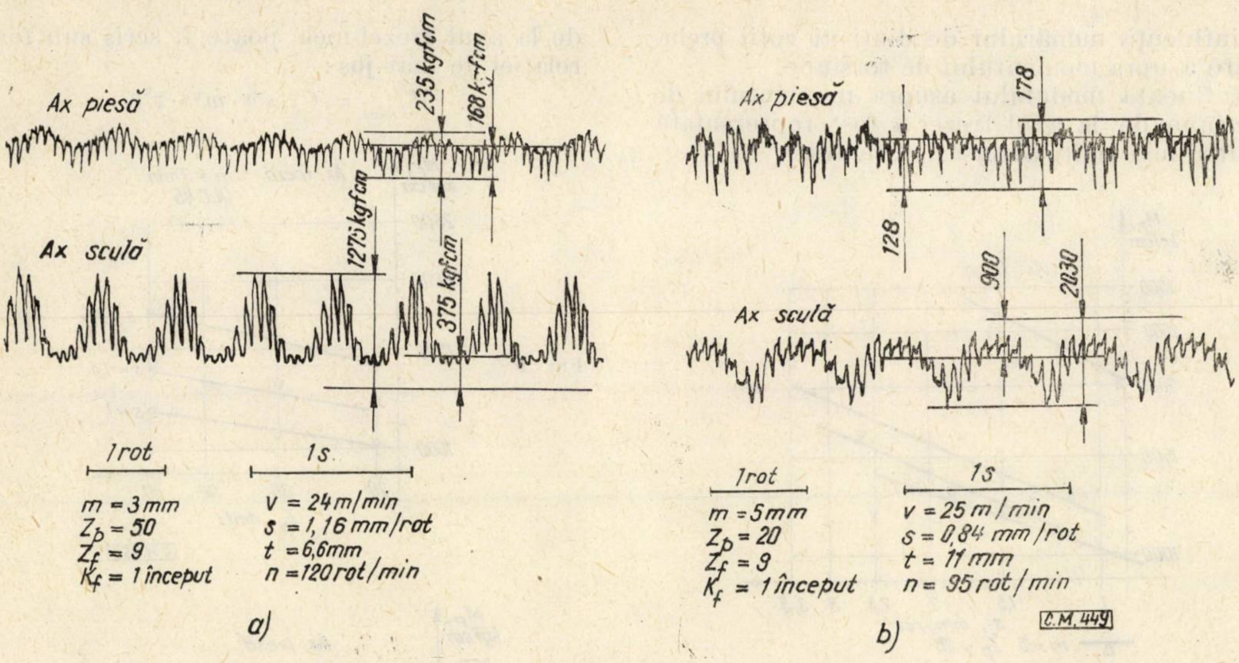


Fig. 6

mă, adică diferenţa dintre valorile maxime şi minime scade. Acest lucru se datoreşte faptului că cu creşterea numărului de dinţi ai roţii ce se prelucrează creşte „gradul de acoperire" al angrenajului format de freza-melc şi roata dinţată. Lucrul acesta se poate vedea şi din figurile 6, *a* şi 6, *b*, la care numărul de dinţi ai roţilor sînt 50 şi, respectiv, 20 de dinţi. În primul caz, doi piepteni sînt solicitaţi la maximum şi alţii doi la valori apropiate. În cel de al doilea caz, numai un pieptene este solicitat la valoarea extremă şi altul la o valoare apropiată.

c) Comparîndu-se între ele diagramele la care a variat modulul, se poate observa că iregularitatea momentelor de torsiune se micşorează cu creşterea acestuia.

d) O altă observaţie care se poate face este că cele două momente ale forţelor de aşchiere au o linie de „zero", o sinusoidă care apare prin unirea mijloacelor valorilor instantanee. Frecvenţa acestei sinusoide este egală cu frecvenţa de rotaţie a frezei (atît pentru axul sculei, cît şi pentru cel al piesei), dar cele două sinusoide sînt defazate cu $\pi/2$.

Spre deosebire de această frecvenţă, momentele de la cele două axe au o frecvenţă care este egală cu cea de intrare în aşchiere a pieptenilor frezei. Acest lucru este evident (fig. 6) deoarece pe o rotaţie a frezei se găsesc toţi cei nouă piepteni ai frezei-melc.

e) O remarcă foarte importantă este aceea că acolo unde momentul de torsiune de la axul frezei are o valoare maximă, momentul de torsiune de la axul piesei are o valoare minimă. Acest lucru are explicaţia prin aceea că atunci cînd la axul frezei solicitarea este maximă, axul piesei este solicitat doar la încovoiere, solicitarea de torsiune fiind minimă.

f) Momentul de torsiune de la axul piesei trece prin zero, spre deosebire de cel de la axul frezei care are doar valori pozitive.

Aceasta înseamnă că şi forţa P_x are valori pozitive şi negative, încărcînd cînd un lagăr cînd pe celălalt. Cele două mărimi, pozitivă şi negativă, diferă ca mărime. Considerîndu-se ca valori pozitive cele în sensul de rotaţie al piesei, s-a observat că acestea sînt mai mici decît cele în sensul opus.

Aceste consideraţii făcute pe marginea înregistrărilor efectuate pot fi de un real folos proiectantului de maşini de frezat roţi dinţate şi cercetătorului care se ocupă cu aceste maşini.

3. *Relaţii de calcul.* Pe baza numeroaselor diagrame ridicate se pot indica unele relaţii de calcul al momentelor maxime ale forţelor de aşchiere de la axele sculei şi piesei şi se pot trasa curbe de variaţie a acestora în funcţie de diverşii parametri ai aşchierii: avans, modul, număr de dinţi, viteză de aşchiere etc. Au fost construite mai multe diagrame într-un sistem de coordonate dublu logaritmic funcţie de parametrii indicaţi mai sus. S-a ţinut seamă numai de valorile maxime ale momentelor de torsiune.

a) Momentul de torsiune maxim al forţelor de aşchiere măsurat la axul frezei-melc are o variaţie în funcţie de avans reprezentată în figura 7.

Au fost trasate mai multe curbe la care numărul de dinţi ai roţii prelucrate şi modulul au rămas la fel. Se poate observa că modulul are o foarte mare influenţă, ceea ce era de aşteptat. Acest lucru reiese foarte distinct comparînd curba ($m = 3$; $Z_p = 20$) cu curba ($m = 5$; $z_p = 20$). Din aceeaşi figură reiese foarte clar şi influenţa numărului de dinţi ai roţii prelucrate asupra momentului de torsiune.

Influenţa modulului asupra momentului de torsiune de la axul frezei a fost reprezentată pentru mai multe avansuri în figura 8.

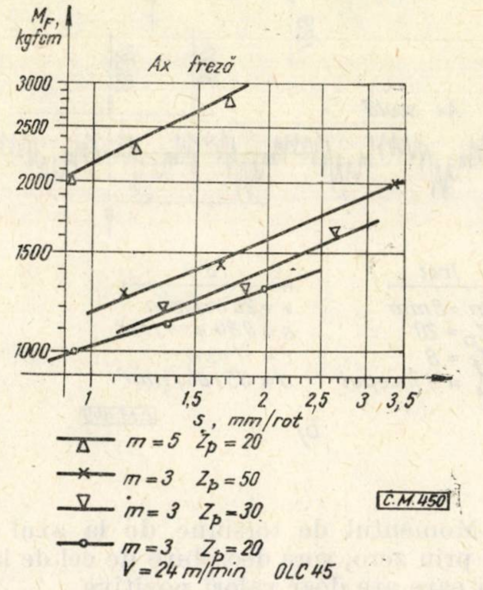


Fig. 7

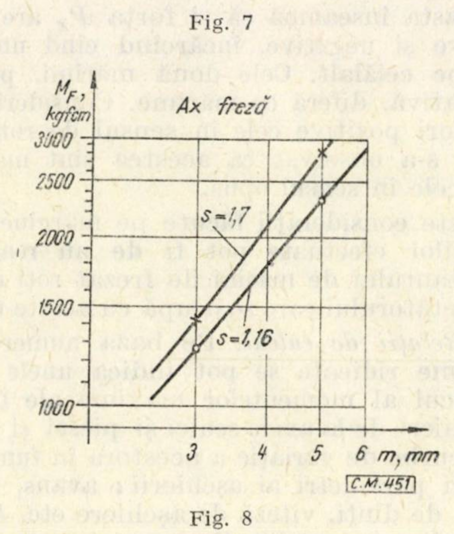


Fig. 8

Dependenţa momentului de torsiune de la axul frezei de numărul de dinţi este reprezentată prin curbele din figura 9.

Curbele reprezentate în figurile 7, 8 şi 9 sînt doar cîteva dintre numeroasele diagrame ridicate în cursul experienţelor. Ele au fost reprezentate doar pentru a arăta calitativ şi cantitativ dependenţele indicate mai sus.

Ceilalţi parametri (cum ar fi viteza de aşchiere, numărul de piepteni ai frezei-melc etc.) nu au o influenţă deosebită asupra momentului de torsiune de la axul frezei şi de aceea nu au fost luaţi în considerare. Ţinînd seamă de alura curbelor ridicate în sistemul de coordonate dublu logaritmic, momentul maxim de torsiune de la axul frezei-melc poate fi scris sub form relaţiei de mai jos :

$$M_{F_{max}} = C_F \cdot s^{x_F} \cdot m^{y_F} \cdot z^{q_F},$$

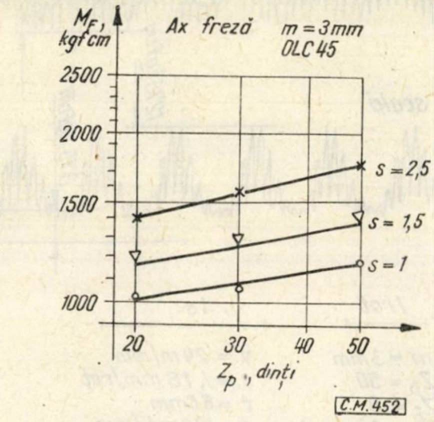


Fig. 9

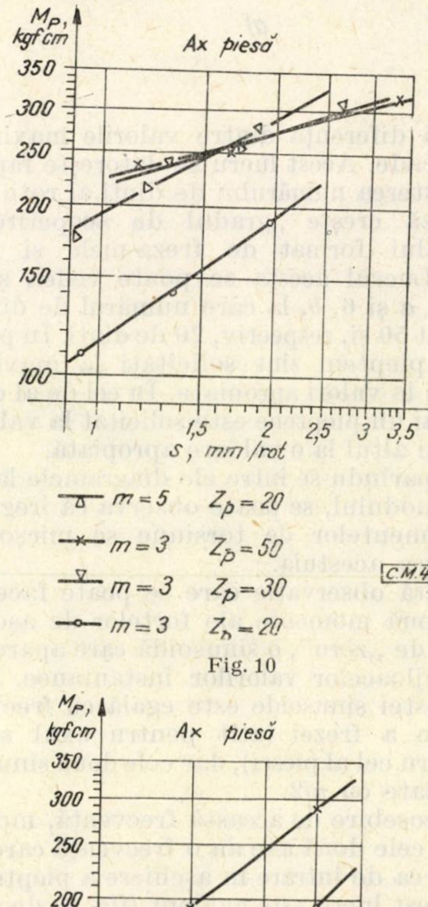


Fig. 10

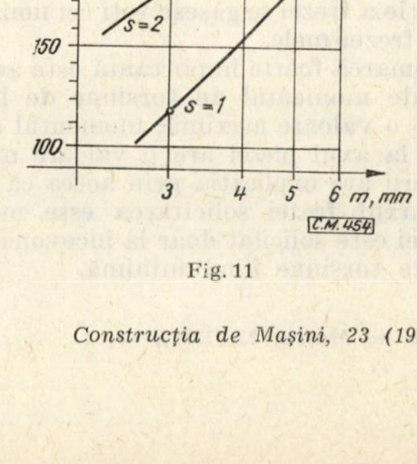


Fig. 11

n care :

C_F reprezintă un coeficient care ar ţine seamă de materialul piesei ;
s — avansul axial, în mm/rot, al piesei ;
m — modulul roţii de prelucrat, în mm ;
z_p — numărul de dinţi ai roţii de prelucrat ;
x_F, y_F, q_F — exponenţi.

Exponenţii x_F, y_F, q_F pot fi consideraţi constanţi deoarece curbele trasate (fig. 7, 8 şi 9) pot fi considerate ca nişte drepte care sînt practic aproape paralele. Valorile acestor exponenţi sînt egale cu mărimile pantelor dreptelor ridicate în figurile mai sus menţionate.

S-au găsit următoarele valori medii ale coeficientului C_F şi ale exponenţilor x_F, y_F, q_F :

$C_F = 150$;
$x_F = 0{,}5$;
$y_F = 1{,}2$;
$q_F = 0{,}2$.

Valorile de mai sus sînt nişte valori medii, iar mărimea lui C_F se referă numai la prelucrarea roţilor dinţate din OLC 45 laminat.

Cu aceste mărimi determinate, momentul de torsiune maxim de la axul frezei-melc, în cazul prelucrării roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, are următoarea expresie :

$$M_{F_{max}} = C_F \cdot s^{0,5} \cdot m^{1,2} \cdot z_p^{0,2},$$

în care constanta $C_F = 150$ pentru OLC 45 în stare laminată. Din relaţie se poate observa influenţa foarte mare pe care o are avansul şi în special modulul roţii ce se prelucrează.

b) Momentul de torsiune maxim de la axul piesei este reprezentat în funcţie de avans în figura 10 şi în funcţie de modul în figura 11. Mărimea acestui moment este foarte puţin influenţată de numărul de dinţi ai roţii ce se prelucrează, de aceea nu se va ţine seamă de acest parametru. Curbele ridicate pot fi considerate nişte drepte. Din acest motiv, momentul de torsiune maxim de la axul piesei poate fi scris sub forma :

$$M_{P_{max}} = C_P \cdot s^{x_P} \cdot m^{y_P} \cdot Z_P^{q_P},$$

pentru care s-au găsit următoarele valori medii :

$C_P = 45$;
$x_p = 0{,}6$;
$y_p = 0{,}9$;
$q_p = 0$.

Cu aceste valori, momentul de torsiune de la axul piesei devine :

$$M_{P_{max}} = 45 \cdot S^{0.6} \cdot m^{0.9},$$

pentru condiţiile de prelucrare mai sus indicate.

Avînd expresiile momentelor de torsiune maxime de la cele două axe, se pot determina, dacă este necesar, şi mărimile forţelor P_Z, respectiv P_X.

Important este, şi lucrarea de faţă determină acest lucru, că au fost date expresiile momentelor de torsiune de la axul frezei-melc şi al piesei în cazul prelucrării unui oţel românesc. La fel de important este şi faptul că se dă o expresie de calcul (şi diagrame ajutătoare) pentru momentul de torsiune de la axul piesei, lucru care pînă în momentul de faţă nu a fost cercetat şi nu se cunosc date referitoare la el în literatura de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hoche, F.* Schnittkraft beim Wälzfräsen. In : Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 3, 1965.

[2] *Alenin, MP.* Dornuri dinamometrice pentru măsurarea momentelor de torsiune la frezarea dinţilor (trad. din limba rusă) — În : Construcţia de maşini (caiet selectiv), I. D. T., nr. 6, 1967.

[3] *Buzdugan, Gh., Blumenfeld, M.* Tensometria electrică rezistivă. Bucureşti, Editura tehnică 1966.

CZ 621.436.05

Cercetări experimentale privind influenţa mişcării organizate a aerului din camera de ardere a motorului diesel cu injecţie directă asupra parametrilor dinamici ai ciclului de funcţionare

Ing. Tiberiu NAGY – Institutul politehnic – Braşov

1. *Consideraţii teoretice*

Solicitarea mecanică a pieselor din mecanismul bielă-manivelă al motoarelor cu ardere internă este determinată în mod deosebit de mărimea forţei de presiune a gazelor şi de forţele de inerţie. La rîndul ei, forţa de presiune a gazelor este o funcţie periodică, deoarece presiunea gazelor din cilindru variază cu unghiul de rotaţie al arborelui cotit (°RAC). Perioada ei de variaţie depinde de numărul de timpi ai motorului. Intensitatea solicitării pieselor mecanismului motor este în funcţie de mărimea presiunii maxime a ciclului p_{max} şi de viteza de creştere a presiunii în timpul arderii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)$. Ultimul parametru avînd o variaţie pronunţată în timpul arderii, în mod curent se utilizează pentru comparare viteza medie de creştere de presiuni $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{med}$ şi viteza maximă de creştere a presiunii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$. Viteza medie de creştere a presiunii se determină ca raportul dintre creşterea de presiune în perioada arderii rapide Δp_p şi durata arderii rapide $\Delta \alpha_p$, în °RAC. Deoarece la motoarele diesel rapide cu injecţie directă durata arderii rapide se încheie aproape în toate cazurile o dată cu atingerea presiunii maxime a ciclului, se poate scrie:

$$\left(\frac{\Delta p_p}{\Delta \alpha}\right)_{med} = \frac{p_{max} - p_a}{\Delta \alpha_p}, \quad \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2 \cdot \text{grd}},$$

unde p_a este presiunea la desprinderea curbelor de presiune (de ardere şi de comprimare). Viteza maximă de creştere a presiunii poate fi obţinută prin derivarea grafică a curbei de variaţie a presiunii în timpul arderii.

Dat fiind că mărimea parametrilor enumeraţi mai înainte influenţează direct intensitatea şocului cu care se aplică forţa de presiune a gazelor asupra pieselor mecanismului motorului şi deci determină mersul mai mult sau mai puţin brutal al motorului, ei pot fi consideraţi ca parametri dinamici ai ciclului motor. Un parametru complementar, care poate caracteriza gradul de concentrare al perioadei arderii rapide în jurul *p.m.i.* şi deci realizarea unei arderi bruşte la o variaţie mică a volumului în destindere, este durata după *p.m.i.* la care se atinge presiunea maximă în timpul arderii $\Delta \alpha_{p_{max}}$, °RAC.

În momentul de faţă există o preocupare tot mai largă de a găsi soluţii constructive şi funcţionale optime la motoarele diesel cu injecţie directă la care să se asigure performanţe dinamice şi de economicitate ridicate, la o greutate specifică cît mai joasă. Ultima cerinţă poate fi realizată în mare parte prin valorile moderate ale lui p_{max}, $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{med}$ şi $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$.

Direcţia principală a cercetărilor experimentale din ultimele două decenii se concentrează îndeosebi asupra influenţei mişcării organizate a aerului asupra diferiţilor parametri funcţionali ai motorului diesel în general şi asupra procesului de formare a amestecului şi de ardere în special. Din acest punct de vedere este interesant de a evidenţia intensităţile optime ale mişcării aerului din cilindrul motorului, la care se obţin valori minime pentru parametrii dinamici ai ciclului, însă fără diminuarea performanţelor sale funcţionale, ca puterea efectivă sau consumul specific efectiv de combustibil.

Parametrii dinamici ai ciclului, îndeosebi viteza de creştere a presiunii în timpul arderii, sînt influenţaţi de perioada de întîrziere la autoaprindere $\Delta \tau_{aa}$ sau, în °RAC, $\Delta \alpha_{aa}$. Din această cauză este necesar în primul rînd de a analiza acest factor în funcţie de variaţia intensităţii mişcării aerului.

În timpul autoaprinderii amestecului aer-combustibil din motorul diesel au loc procese fizice şi chimice de o mare complexitate, care se desfăşoară în condiţii hidrodinamice şi termodinamice nestaţionare. Deşi în diferitele faze ale autoaprinderii există o întrepătrundere şi suprapunere destul de intensă între diferitele procese ale sale atît ca spaţiu cît şi ca timp, este acceptabil, pentru a uşura analiza fenomenologică a problemei cercetate, să se împartă pe diferite componente perioada totală de inducţie la autoaprindere [1]. Astfel:

$$\Delta \tau_{aa} = \Delta \tau_{aa_f} + \Delta \tau_{aa_{ch}}$$

sau exprimat în unghiuri de rotaţie a arborelui cotit:

$$\Delta \alpha_{aa} = \Delta \alpha_{aa_f} + \Delta \alpha_{aa_{ch}},$$

unde $\Delta \alpha_{aa_f}$ reprezintă durata pregătirii fizice a combustibilului, care poate fi considerată că este formată din suma duratelor de vaporizare a picăturilor lichide $\Delta \alpha_{aa_v}$ şi de amestecare a vaporilor de combustibil cu aerul necesar condiţiilor de autoaprindere $\Delta \alpha_{aa_{am}}$, iar $\Delta \alpha_{aa_{ch}}$ este durata pregătirii chimice. Relaţia precedentă poate fi scrisă deci:

$$\Delta \alpha_{aa} = \Delta \alpha_{aa_v} + \Delta \alpha_{aa_{am}} + \Delta \alpha_{aa_{ch}}.$$

Cele trei faze ale autoaprinderii se condiţionează reciproc în mod succesiv; astfel perioada de inducţie afectată proceselor chimice nu începe pînă cînd nu există un amestec aer-vapori de combustibil de o anumită concentraţie, iar procesul de amestecare necesită vaporizarea cel puţin parţială a picăturilor de combustibil pulverizate în camera de ardere a motorului.

Cercetările experimentale şi teoretice [2], [3], [4], [5] au evidenţiat că intensitatea mişcării aerului din camera de ardere a motorului are o influenţă destul de puternică asupra celor trei componente ale perioadei de întîrziere la autoaprindere. Astfel, o dată cu creşterea intensităţii mişcării aerului, scade $\Delta \alpha_{aa_v}$ şi $\Delta \alpha_{aa_{am}}$, datorită îndepărtării rapide a vaporilor saturaţi de pe suprafaţa picăturilor, respectiv datorită transportului de aer în jetul de combustibil, şi în special în stratul superficial unde are loc vaporizarea rapidă a combustibilului şi amestecarea sa cu vaporii formaţi; în schimb creşterea intensităţii mişcării aerului conduce la creşterea lui $\Delta \alpha_{aa_{ch}}$, mai ales datorită caracterului polistadial al autoaprinderii în această perioadă, care în faza iniţială se induce numai la atingerea unei anumite concentraţii de vapori de combustibil în aer. Apariţia flăcărilor este deci condiţionată îndeosebi de existenţa unor concentraţii mari de vapori de combustibil în amestecul format, ce se realizează tot mai greu cu creşterea vitezei de mişcare a aerului în cilindrul motorului. În consecinţă, valoarea minimă a perioadei de întîrziere la autoaprindere se realizează la o anumită intensitate a mişcării organizate a aerului, la care creşterea componentei $\Delta\alpha_{aa_{ch}}$ este compensată de scăderea componentelor $\Delta\alpha_{aa_v}$ şi $\Delta\alpha_{aa_{am}}$.

Legătura dintre mărimile parametrilor dinamici ai ciclului şi perioada de întîrziere la autoaprindere se manifestă în primul rînd prin cantitatea de combustibil acumulat în camera de ardere în această perioadă şi prin stadiul de avansare a proceselor chimice polistadiale în volum şi timp, tot în perioada de întîrziere la autoaprindere. În cazul cînd creşte cantitatea de combustibil acumulat în camera de ardere, datorită creşterii perioadei de întîrziere la autoaprindere, se produce arderea unei cantităţi mai mari de combustibil în prima fază, ceea ce duce la creşterea presiunii maxime a gazelor şi la mărirea vitezei de creştere a presiunii. Relativ la durata $\Delta\alpha_{aa_{ch}}$ se remarcă [1] influenţa mărimii ei relative faţă de durata $\Delta\alpha_{aa_f}$: dacă $\Delta\alpha_{aa} = \text{const}$, cînd $\Delta\alpha_{aa_{ch}}$ creşte faţă de reducerea corespunzătoare a lui $\Delta\alpha_{aa_f}$ se produce o creştere a lui $\left(\frac{\Delta p}{\Delta\alpha}\right)$, datorită lărgirii volumului focarului iniţial de autoaprindere.

2. *Instalaţia experimentală şi metodica de lucru*

Cercetările experimentale au fost efectuate pe motorul D—103, care are camera de ardere în piston în formă semitoroidală, injecţia combustibilului realizîndu-se direct în această cameră. Pentru a urmări corelaţia dintre gradul de distribuţie a combustibilului şi vîrtejul de aer, s-a echipat motorul în mod succesiv cu pulverizatoare cu patru orificii de diametre egale de 0,275 mm şi cu pulverizatoare cu trei orificii de diametre de 0,320 mm. În vederea realizării diferitelor viteze de rotaţie a aerului în jurul axei cilindrului, motorul a fost prevăzut cu supape de admisiune cu ecran; prin construcţia mecanismului de fixare a supapei s-a asigurat posibilitatea de rotire a acestuia în jurul axei sale, din 15 în 15 grade. În lucrările [6] şi [7] se descrie instalaţia de măsurare a vitezei de rotaţie a aerului şi instalaţia auxiliară prin care se realizează un debit de aer pe ciclu constant la fiecare regim de lucru al motorului, indiferent de poziţia ecranului, deci indiferent de valoarea rezistenţelor hidraulice în poarta supapei de admisiune.

Realizarea diferitelor regimuri de funcţionare s-a făcut cu ajutorul unei frîne hidraulice. S-a lucrat la trei sarcini, fiecare sarcină fiind menţinută constantă la trei turaţii. Sarcina a fost apreciată prin debitul de combustibil pe ciclu (56, 41 şi 30 mg/ciclu la 1 800, 1 530 şi 1 200 rot/min), menţinîndu-se constant coeficientul global de exces de aer la fiecare regim de funcţionare.

În vederea determinării parametrilor dinamici ai ciclului de funcţionare s-a ridicat în fiecare regim diagrama indicată, în coordonate p-α, la opt rapoarte de vîrtejuri. S-a utilizat un osciloscop catodic cu două spoturi, tip ORION—2 780/S. Punctele moarte şi distanţele din 60 în 60°RAC au fost marcate prin vîrfuri orientate în jos pe curbele de presiune. Etalonarea traductorului de presiune piezoelectric, cu limita maximă de măsurare 100 kgf/cm^2, a fost efectuată în tot timpul experimentării, pentru a ridica cît mai mult precizia măsurătorilor.

Pentru a determina începutul şi sfîrşitul injecţiei, precum şi presiunile de injecţie la diferitele regimuri, s-a urmărit cu al doilea spot presiunea combustibilului în conducta de înaltă presiune, în zona racordării cu injectorul. Începutul şi sfîrşitul injecţiei au fost evidenţiate pe curbele de presiune astfel obţinute prin puncte de inflexiune corespunzătoare momentului ridicării şi respectiv momentului aşezării acului pulverizatorului. Compararea acestor curbe de presiune cu curbele de presiune la care s-a ridicat simultan şi deplasarea acului pulverizatorului (pe instalaţii de încercare a pompelor de injecţie) [8] dovedeşte că metoda adoptată este corectă şi suficient de exactă.

3. *Rezultate experimentale*

În figura 1 se arată variaţia perioadei de întîrziere la autoaprindere în funcţie de raportul de vîrtej, definit prin raportul dintre viteza unghiulară a aerului şi viteza unghiulară a arborelui cotit [7]; în lucrare raportul de vîrtej este referit la *p.m.i.*, avînd deci simbolul $\frac{\omega_{ai}}{\omega}$. Diagramele prezentate confirmă justeţea ipotezelor teoretice anterioare. Astfel, la rapoarte de vîrtej mici, cînd aerul din camera de ardere are o mişcare turbulentă intensă, se asigură reducerea componentei fizice $\Delta\alpha_{aa_f}$, fără să fie influenţată în sens negativ componenta chimică $\Delta\alpha_{aa_{ch}}$, deoarece mişcarea turbulentă nu are un efect hotărîtor asupra schimbării concentraţiilor locale în vapori de combustibili în macrovolume. La rapoarte de vîrtej de 0,5—1,0, iar pentru sarcini mici la rapoarte şi mai înalte, se observă o creştere rapidă a lui $\Delta\alpha_{aa}$, datorită creşterii fazei fizice a perioadei de inducţie, ca urmare a reducerii intensităţii turbulenţei aerului. După valorile maxime atinse are loc o scădere treptată a lui $\Delta\alpha_{aa}$, pînă la valori minime la rapoarte de vîrtej în jur de 3,75, după care începe din nou creşterea sa.

Se remarcă, de asemenea, că la sarcini mai mari, perioada de întîrziere la autoaprindere

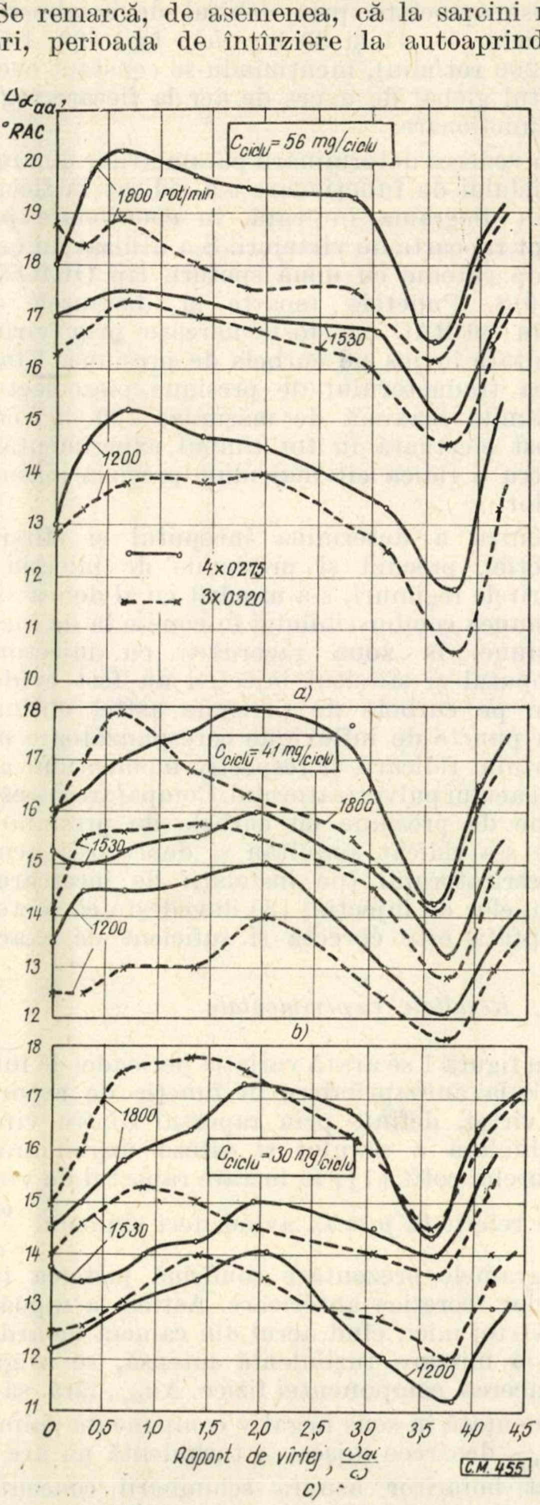


Fig. 1

este mai redusă în situaţia cînd motorul a fost echipat cu pulverizatoare cu trei orificii. Acest fapt se datoreşte compactităţii mai mari a jetului, influenţa vîrtejului aerului asupra concentraţiei de vapori de combustibil în zonele de aprindere fiind mai redusă, ceea ce determină o creştere mai încetă a fazei chimice funcţie de $\frac{\omega_{ai}}{\omega}$. La sarcini mai mici, acest efect este anulat din cauza cantităţii reduse de combustibil care se află în camera de ardere în perioada de întîrziere, iar la rapoarte de vîrtej mici se observă chiar valori mai mari pentru $\Delta\alpha_{aa}$ la pulverizatorul 3 × 0,320, datorită creşterii fazei fizice a perioadei de întîrziere la autoaprindere.

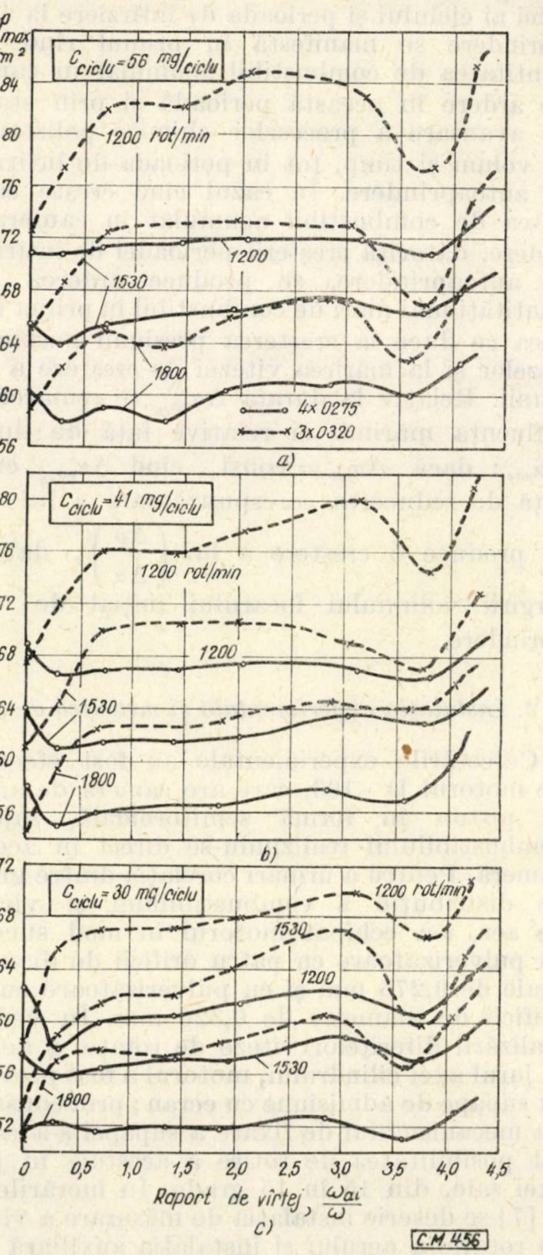


Fig. 2

În figura 2 se prezintă variaţia presiunii maxime la ardere p_{max} în funcţie de raportul de vîrtej. Se observă o creştere lentă a presiunii maxime la motorul echipat cu pulverizatoare 4 × 0,275 şi o reducere neînsemnată în jurul rapoartelor 3,75. În schimb, la motorul prevăzut cu pulverizatoare 3 × 0,320 se înregistrează o creştere rapidă a presiunii maxime pentru rapoarte de vîrtej mici; la rapoarte mai mari creşterea este frînată, iar în jurul valorii lui $\frac{\omega_{ai}}{\omega} = 3,75$ se observă existenţa unor valori minime ale presiunii maxime. La toate regimurile de sarcină şi turaţie, p_{max} a fost mai joasă pentru pulverizatorul 4 × 0,275. Acest fapt se explică şi datorită concentrării mai intense a perioadei arderii rapide în jurul p.m.i. în cazul pulverizatorului 3 × 0,320, corespunzător presiunii p_{max}.

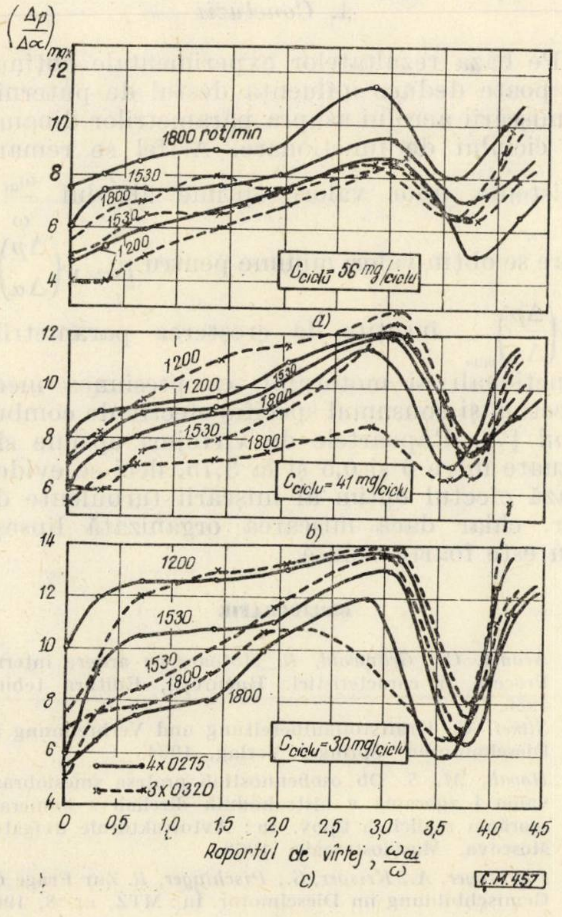


Fig. 3

În figura 3 se arată variaţia vitezei maxime de creştere a presiunii în timpul arderii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$ în funcţie de raportul de vîrtej. Se observă o creştere treptată a lui $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$ cu raportul de vîrtej, valoarea maximă atingîndu-se la $\frac{\omega_{ai}}{\omega} = 2,75 \ldots 3,25$. Corelaţia, amintită la consideraţiile teoretice, dintre mărimea perioadei

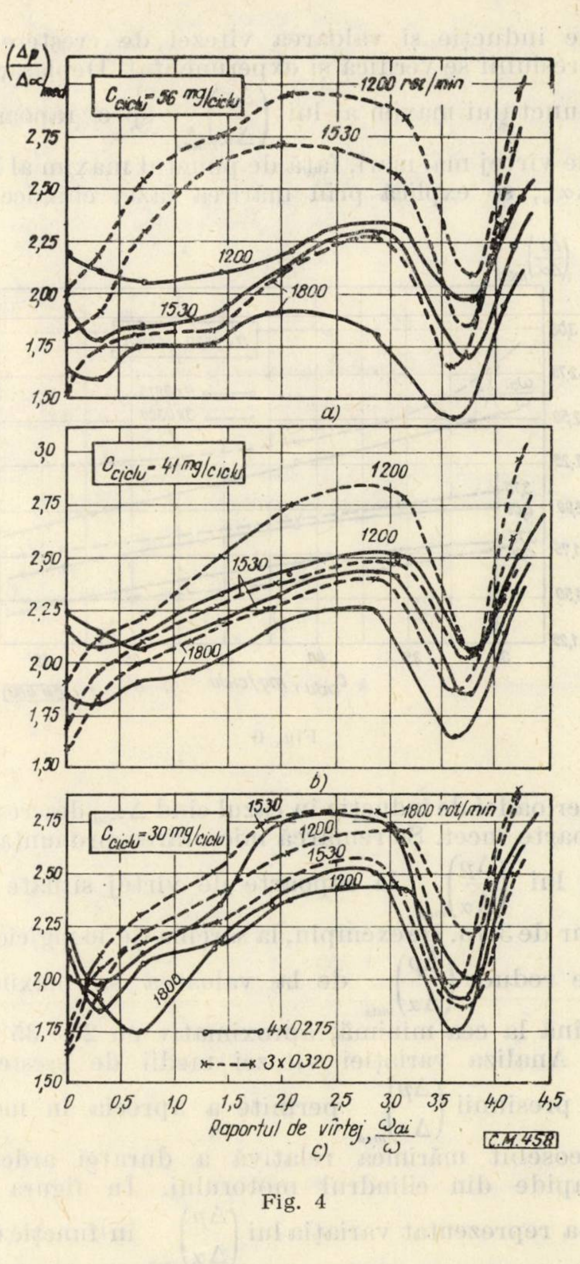


Fig. 4

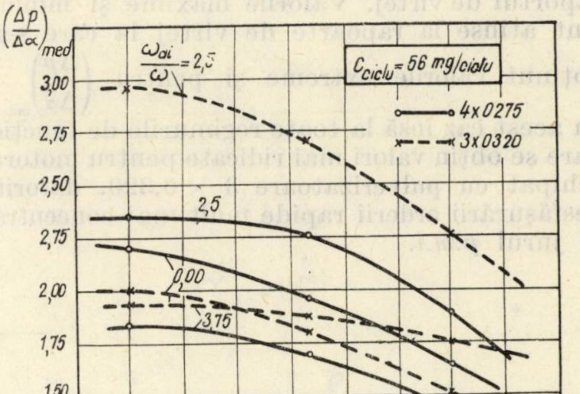


Fig. 5

de inducție și valoarea vitezei de creștere a presiunii se verifică și experimental. Deplasarea punctului maxim al lui $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$ spre rapoarte de vîrtej mai mari, față de punctul maxim al lui $\Delta\alpha_{aa}$, se explică prin mărirea fazei chimice a perioadei de inducție în cazul cînd $\Delta\alpha_{aa}$ descrește foarte încet. Se remarcă micșorarea pronunțată a lui $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$ la rapoarte de vîrtej situate în jur de 3,75. De exemplu, la sarcina de 56 mg/ciclu se reduce $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$ de la valoarea sa maximă pînă la cea minimă, aproximativ cu 25—35%.

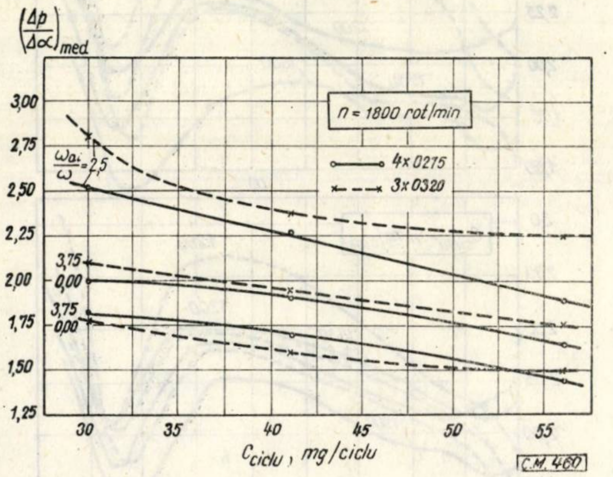


Fig. 6

Analiza variației vitezei medii de creștere a presiunii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{med}$ permite a aprecia în mod deosebit mărimea relativă a duratei arderii rapide din cilindrul motorului. În figura 4 s-a reprezentat variația lui $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{med}$ în funcție de raportul de vîrtej. Valorile maxime și minime sînt atinse la rapoarte de vîrtej la care s-au obținut valorile extreme și pentru $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$. În acest caz însă la toate regimurile de funcționare se obțin valori mai ridicate pentru motorul echipat cu pulverizatoare 3 × 0,320, datorită desfășurării arderii rapide mult mai concentrat în jurul *p.m.i.*

În figurile 5 și 6 se prezintă variația lui $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{med}$ în funcție de turația, respectiv sarcina motorului, la diferite rapoarte de vîrtej. Se relevă creșterea vitezei medii de creștere a presiunii o dată cu scăderea turației și sarcinii datorită restrîngerii tot mai mult a arderii în jurul *p.m.i.*

4. *Concluzii*

Pe baza rezultatelor experimentale obținute se poate deduce influența destul de puternică a mișcării aerului asupra parametrilor dinamici ai ciclului de funcționare. Astfel se remarcă existența unor valori optime ale lui $\frac{\omega_{ai}}{\omega}$ la care se obțin valori minime pentru p_{max}, $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{med}$ și $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{max}$ însoțite de creșterea parametrilor funcționali ai motorului, ca presiunea medie efectivă și consumul specific efectiv de combustibil [7]. Rapoartele de vîrtejuri optime sînt situate între 0 și 0,5 și la 3,75, deci se evidențiază efectul optim al mișcării turbulente din aer, chiar dacă mișcarea organizată lipsește sau este foarte redusă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici. București, Editura tehnică 1966.

[2] *Sitkei, G.* Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer Verlag, 1964.

[3] *Hovah, M. S.* Ob osobennostiah proțesa smesiobrazovania i zgorania v bîstrohodnîh dizeliah s kamerami sgorania razlicinîh tipov. În: Avtotraktornîe dvigateli. Moscova, Mașinostroenie, 1968.

[4] *Pischinger, A., Krisper, G., Pischinger, R.* Zur Frage der Gemischbildung im Dieselmotor. În: MTZ, nr. 8, 1965.

[5] *Flatz, W.* Das Verdamfen von Dieselkraftstoff an der Wand. În: MTZ, nr. 1, 1965.

[6] *Nagy, T.* Influența intensității mișcării aerului din camera de ardere asupra indicilor de funcționare ai motorului diesel cu injecție directă. În: Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol. III, nr. 2, 1969.

[7] *Nagy, T.* Influența intensității mișcării organizate a aerului din cilindrul motorului diesel cu camera de ardere în piston asupra procesului de ardere. Comunicare propusă la Conferința de motoare cu ardere internă, iunie 1970.

[8] *Bățagă, N.* Influența unor factori ai regimului de funcționare asupra procesului de injecție la motorul D—103. În: Construcția de Mașini, nr. 12, 1966.

CZ 621.43–762.86 : 621.891

Despre coeficientul de frecare al segmenţilor motoarelor cu ardere internă

Ing. NGUYEN KHAC LÂN — R. D. Vietnam

Pentru a calcula forţa de frecare dintre segmenţi şi cămaşa cilindrului după formula de bază $T = fF_N$ trebuie să se cunoască valoarea coeficientului de frecare f. Aceasta este o problemă spinoasă ca urmare a dificultăţilor ridicate de măsurătorile experimentale. În plus, toate mărimile precedente depind simultan de factorii funcţionali (sarcină, turaţie, regim termic) ai motorului. O complicaţie suplimentară se datoreşte şi faptului că între aceşti factori există şi legături de interdependenţă.

1. *Caracteristica principală a frecării dintre segmenţi şi cămaşa cilindrului.* Se ştie că, într-o cursă a pistonului, viteza acestuia are o valoare maximă situată aproximativ la mijlocul cursei, precum şi două valori de zero, situate în punctele moarte (interior şi exterior). Conform cu teoria hidrodinamică a ungerii, în anumite condiţii de funcţionare, frecarea în jurul mijlocului cursei este lichidă, în punctele moarte este uscată, iar în intervalele intermediare ea este de tipul limită. Astfel, în durata cursei pistonului apar toate felurile de frecare amintite.

În afară de observaţiile precedente, trebuie să se ia în consideraţie că segmenţii — mai ales primul segment — lucrează în condiţii deosebit de grele, ca de exemplu : segmenţii sînt supuşi direct gazelor fierbinţi şi intră în contact cu părţile superioare ale pistonului şi cilindrului, care au temperaturi mai ridicate decît părţile inferioare; uleiul de ungere pătrunde foarte dificil şi în cantitate insuficientă pe suprafeţele de frecare; sub acţiunea presiunii mari a gazelor şi a forţei de apăsare, precum şi sub acţiunea marginilor segmenţilor, peliculele de ulei sînt presate şi eliminate. Toate acestea împiedică realizarea frecării lichide a segmenţilor.

De aceea se poate afirma că frecarea dintre segmenţi şi cămaşa cilindrului este în principal de tipul limită. Această situaţie este confirmată în unanimitate de mulţi autori [5], [6], [7], [8], [9] etc.

2. *Influenţa turaţiei motorului asupra coeficientului de frecare.* În general, prin metode experimentale diferite, s-a observat că valoarea coeficientului de frecare creşte aproximativ liniar cu creşterea vitezei de rotaţie a motorului sau creşterea vitezei medii a pistonului.

E. A. Bogdanov [5], cu ajutorul unui model experimental cilindru — piston complet al motorului D—54, a stabilit două diagrame (fig. 1 şi 2). Se observă că coeficientul de frecare este aproximativ proporţional cu viteza medie a pistonului şi că, într-o cursă a pistonului, coeficientul de frecare are o valoare maximă, situată aproximativ la mijlocul cursei, unde viteza pistonului este maximă.

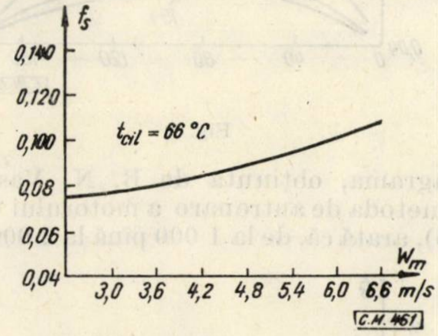


Fig. 1

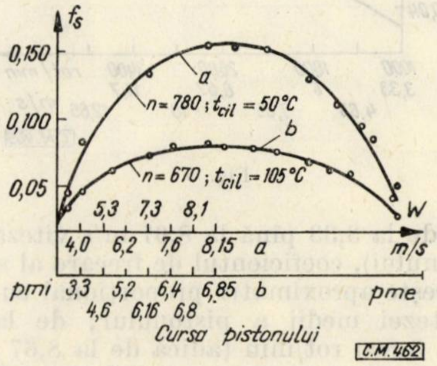


Fig. 2

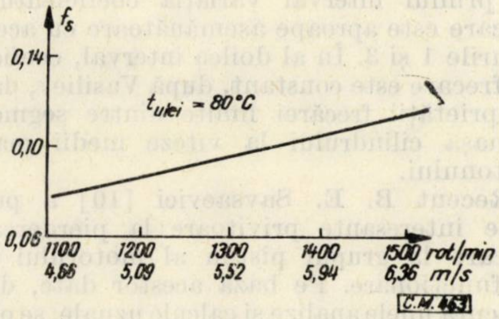


Fig. 3

Rezultate asemănătoare au fost obţinute de Polniţkii [6] prin determinarea frecărilor segmenţilor de pe un grup de piston al motorului IAZ—204 A (fig. 3).

Dacă se face o comparaţie, se constată că rezultatele precedente, obţinute cu metode experimentale şi motoare diferite, sînt aproape identice.

Figura 4, constituită din datele experimentale ale lui V. S. Semenov [7], care a făcut cercetări pe un model special experimental, întăreşte valabilitatea concluziilor de mai sus.

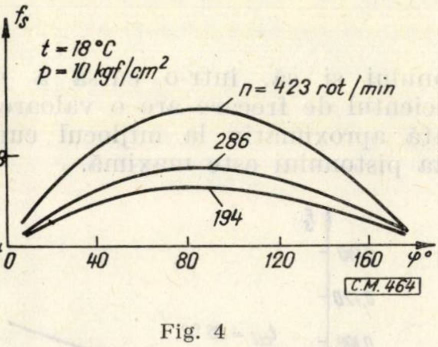


Fig. 4

Diagrama, obţinută de B. N. Vasiliev [8] prin metoda de antrenare a motorului GAZ—20 (fig. 5), arată că, de la 1 000 pînă la 2 000 rot/min (adică de la 3,33 pînă la 8,67 m/s viteză medie a pistonului), coeficientul de frecare al segmenţilor creşte aproximativ proporţional cu creşterea vitezei medii a pistonului; de la 2 600 pînă la 3 800 rot/min (adică de la 8,67 pînă la 12,65 m/s viteză medie a pistonului), coeficientul de frecare rămîne practic constant. Astfel, în primul interval variaţia coeficientului de frecare este aproape asemănătoare cu aceea din figurile 1 şi 3. În al doilea interval, coeficientul de frecare este constant, după Vasiliev, datorită proprietăţii frecărei limite dintre segmenţi şi cămaşa cilindrului la viteze medii mari ale pistonului.

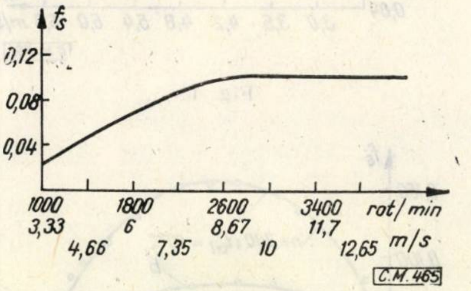


Fig. 5

Recent B. E. Savsaevici [10] a publicat date interesante privitoare la pierderea prin frecare la grupul piston al motorului D—50 în funcţionare. Pe baza acestor date, dacă se execută unele analize şi calcule uzuale, se observă că variaţia coeficientului de frecare în funcţie de viteza pistonului este aproape identică cu rezultatele precedente.

3. *Influenţa regimului termic al motorului asupra coeficientului de frecare.* Prin influenţa regimului termic al motorului se înţelege influenţa temperaturii uleiului asupra coeficientului de frecare, influenţă care este foarte pronunţată datorită faptului că, la creşterea temperaturii, viscozitatea uleiului, deci coeficientul de frecare, se va micşora. Fireşte că acest fapt este valabil numai pentru o anumită limită de temperatură; la temperaturile foarte ridicate, peliculele uleiului vor fi rupte şi va avea loc frecare semiuscată sau uscată, coeficientul de frecare crescînd.

V. R. Stukanov [11] a măsurat modificarea temperaturii şi viscozităţii uleiului pe un motor M—21 în funcţionare şi apoi în antrenare. Temperatura cilindrului se măsoară direct în trei poziţii (superioară, mijlocie şi inferioară) ale cilindrului. Motorul, după funcţionare, este trecut imediat la antrenare de către o sursă de energie din afară cu acelaşi regim de funcţionare ($n = 2\ 000$ rot/min, $t_{ulei} = 85°C$, $t_{apă} = 75°C$). În figura 6, timpul zero corespunde cu starea funcţională reală a motorului, iar temperatura cilindrului se află în intervalul de la 115°C pînă la 150°C. În timpul antrenării, temperatura cilindrului scade din ce în ce pînă la 85°C (egală cu temperatura uleiului din carter) şi deci în acelaşi timp viscozitatea uleiului va creşte neîntrerupt.

Figura 7, realizată de E. A. Bogdanov, arată că, la creşterea temperaturii cilindrului de la 60°C pînă la 105°C (cînd viteza medie a pistonului este egală cu 3,7 m/s), coeficientul de frecare variază de la 0,087 pînă la 0,052; la starea rece a motorului, coeficientul de frecare este egal cu 0,10—0,15.

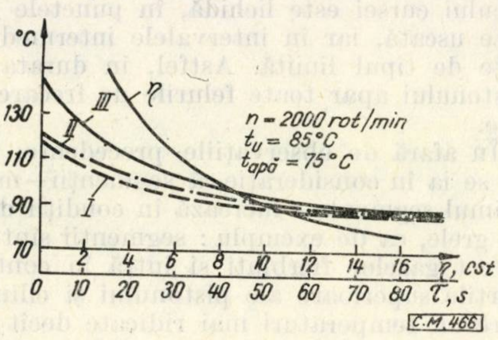


Fig. 6

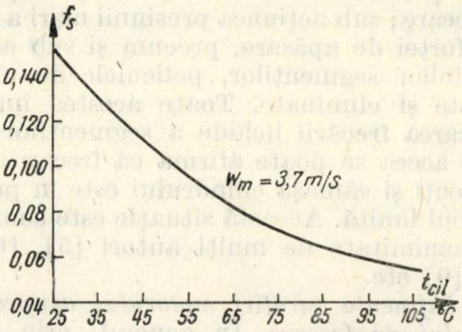


Fig. 7

O observaţie asemănătoare este consemnată în figura 2, în care coeficientul de frecare este reprezentat în funcţie de poziţiile pe cursa pistonului.

4. *Influenţa sarcinii asupra coeficientului de frecare.* Propriu-zis aceasta este influenţa presiunii gazelor exercitată mai ales în spatele segmenţilor. În general, se găseşte o dependenţă între sarcina motorului şi presiunea gazelor care lucrează asupra segmenţilor.

V. S. Semenov a cercetat influenţa presiunii de apăsare (presiunii elastice) a segmenţilor asupra coeficientului de frecare. Presiunea de apăsare se măreşte succesiv cu 10, 20 şi 40 kgf/cm^2 prin creşterea forţei de apăsare pe un model de segment cercetat.

Figura 8 reprezintă modificarea coeficientului de frecare de către presiune, la temperatură constantă (18°C) şi la viteze diferite.

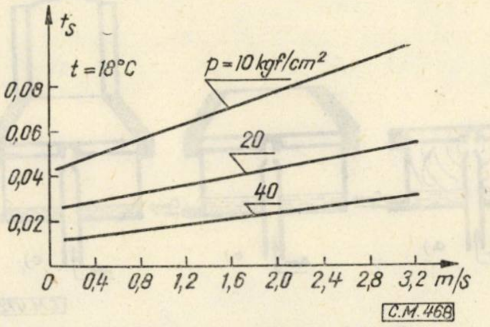


Fig. 8

Se constată că, la creşterea presiunii elastice a segmenţilor, coeficientul de frecare se micşorează.

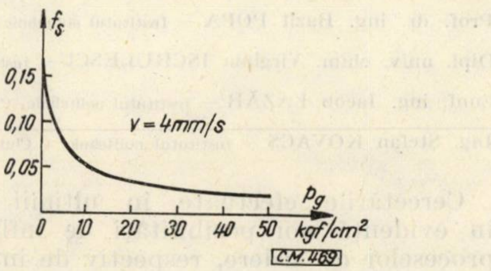
Trebuie să se remarce că influenţa presiunii gazelor asupra coeficientului de frecare nu poate fi echivalată cu influenţa presiunii de apăsare a segmenţilor deoarece presiunea gazelor acţionează nu numai pe spatele segmenţilor ci şi pe jocul dintre segmenţi pe oglinda cilindrului. Prima acţiune se consideră ca presiune de apăsare a segmenţilor.

La creşterea ei, coeficientul de frecare se micşorează. Prin a doua acţiune, filmul de ulei între segmenţi şi oglinda cilindrului este apăsat din două laturi (superioară şi inferioară), o parte din presiunea de apăsare pe spatele segmenţilor se anulează, peliculele uleiului în joc se mişcă mai greu între ele şi din această cauză coeficientul de frecare se poate mări. Astfel, la creşterea presiunii gazelor, coeficientul de frecare se va micşora datorită primei acţiuni, fiind totodată frînat în această creştere de către a doua acţiune. Nivelul influenţei acestor acţiuni, în prezent, încă nu se cunoaşte precis.

De asemenea, V. A. Rozanskii [9] a cercetat şi influenţa presiunii gazelor în cilindru asupra coeficientului de frecare la segmenţi, pe un model simulator (piston fix, cilindri mobili cu o viteză redusă de 4 mm/s). Rezultatele obţinute de autor sînt arătate în figura 9.

Din păcate, experienţele făcute de Semenov precum şi de Rozanskii se efectuează numai la temperaturi şi viteze foarte scăzute, care sînt foarte diferite faţă de condiţiile reale de lucru din motoare.

Fig. 9



Cu toate că, pînă în prezent în literatură există doar cîteva lucrări dedicate acestei probleme, se pot stabili cele ce urmează.

Frecarea dintre segmenţi şi cămaşa cilindrului în principal este de tipul limită; segmenţii de ungere lucrează în condiţii mai favorabile.

Din punct de vedere calitativ, coeficientul de frecare creşte aproape proporţional cu viteza pistonului; se micşorează exponenţial la creşterea temperaturii uleiului şi presiunii gazelor exercitată în cilindru.

Din punct de vedere cantitativ, experienţele efectuate s-au desfăşurat în condiţii diferite, deci rezultatele obţinute au fost diferite; de aceea trebuie o mare atenţie la aplicarea rezultatelor lor în calculul frecării segmenţilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* şi alţii. Combustibili şi lubrifianţi pentru motoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[2] *Bărănescu, G.* Calculul funcţional al segmenţilor. În: Revista tehnică militară, nr. 2, 1954.

[3] *Grünwald, B.* Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

[4] *Delcescu, A. R.* Calculul funcţional al segmenţilor de piston cu considerarea pulsaţiei segmentului. În: Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică, nr. 2, 1970.

[5] *Bogdanov, E. A.* O trenii porsnevîh koleţ. În: Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennost, nr. 9, 1957.

[6] *Polniţkii, K. A.* Mehaniţeskie potepi v popsnevoi gruppe dvigatelia IA3—204A. Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 2, 1958.

[7] *Semenov, V. S.* Trenie porsnevo koliţa o stenka ţilindra. In: Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 6, 1962.

[8] *Vasiliev, B. N.* Trenie detalei pornevoi gruppî dvigatelia. GA3—20 Trudî laboratorii dvigateliei, vîpusk IV 1958.

[9] *Rozanskii, V. A.* K voprosu o veliţine koefiţienta trenia prorsnevîh koleţ. Sbornik nauţnîh trudov BPT-Minsk, 1954.

[10] *Savsaevici, B. E.* Issledovanie poteri na tranie v posnevoi gruppe dizelia D—50. In: Traktorî i celhozmasinî, nr. 8, 1970.

[11] *Stukanov, V. R.* K voprosu operdelenia metodom vîbega moşnosci mehaniţeskii poteri dvigateliei vnutrennevo sgorania. Kuibîşevskii aviaţionnîi institut trudî, vîpusk 37, 1969.

[12] *Vasilca, G. H., Biţă, Olga.* Procese de lubrificaţie, frecare şi uzură la suprafeţele metalice. Bucureşti, Editutura Academiei R. S. R., 1967.

CZ 622.75 : 662.61.084

Contribuţii experimentale la arderea combustibililor lichizi în cîmp ultrasonor

Prof. dr. ing. Bazil POPA — Institutul politehnic–Cluj

Dipl. univ. chim. Virginia ISCRULESCU — Institutul politehnic–Cluj

Conf. ing. Iacob LAZĂR — Institutul politehnic–Cluj

Ing. Ştefan KOVACS — Institutul politehnic – Cluj

Cercetările efectuate în ultimii ani scot în evidenţă noi posibilităţi de influenţare a proceselor de ardere, respectiv de intensificare a lor. Dintre acestea reţin atenţia, prin simplitate, robusteţe, economicitate, deci posibilităţi mărite de aplicare în practica curentă, arzătoarele la care intensificarea proceselor de ardere se realizează cu ajutorul vibraţiilor ultrasonore [1].

Cercetările întreprinse în acest sens, la Catedra de termotehnică a Institutului politehnic Cluj, s-au realizat pe arzătoarele schematic reprezentate în figurile 1, 2 şi 3. După cum se vede, acestea, principial, sînt constituite dintr-o duză prin care se admite aerul necesar combustiei (1), o cavitate de rezonanţă (2), a cărei mărime poate fi modificată în timpul funcţionării arzătorului, şi conducta pentru admisiunea combustibilului (3), deosebirile dintre ele constînd în modul de plasare a sistemului duză – rezonator faţă de combustibil şi modul de introducere a combustibilului. Aceasta determină ca, pentru arzătorul din figura 1, flacăra să se realizeze ca urmare a aprinderii norului de picături de combustibil formate, în timp ce, pentru arzătoarele din figurile 2 şi 3, arderea să fie predominant de suprafaţă.

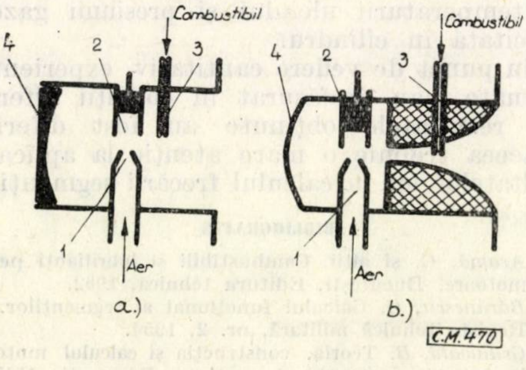


Fig. 1. Arzător experimental.

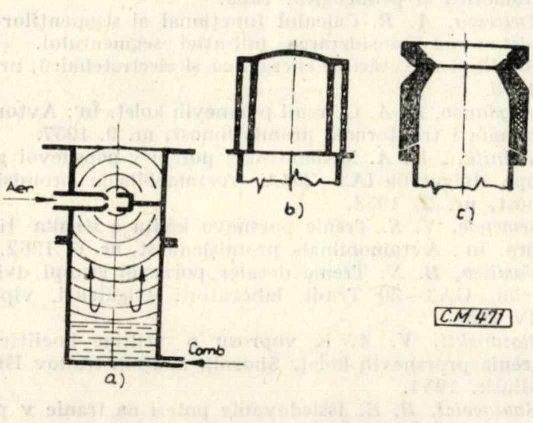


Fig. 2. Arzător experimental.

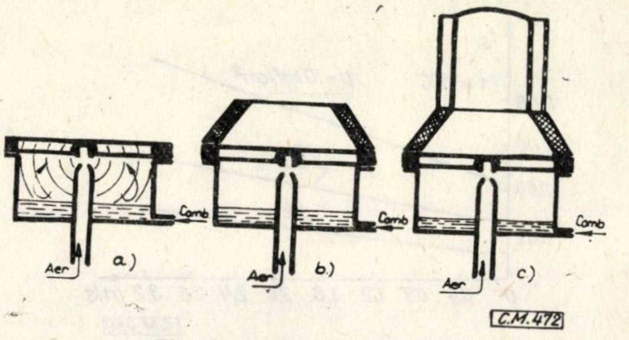


Fig. 3. Arzător experimental.

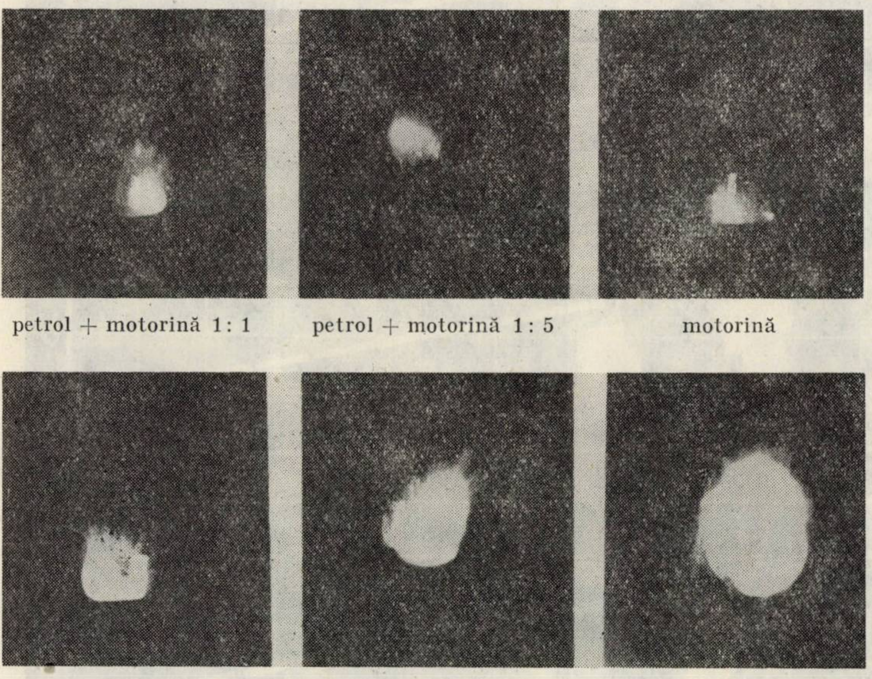
Frecvenţa generată de sistemul duză-rezonator, precum şi amplitudinea vibraţiei, depind de parametrii de curgere ai fluidului utilizat, precum şi de dimensiunile geometrice ale generatorului (diametrul duzei şi al cavităţii de rezonanţă, adîncimea rezonatorului, distanţa duză-generator). În plus, direcţionarea şi distribuţia intensităţii cîmpului ultrasonor în jet depind de forma şi poziţionarea reflectorului (4) (fig. 1), precum şi a celorlalte elemente componente ale arzătoarelor, care prin amplasarea lor pot constitui suprafeţe de reflexie pentru vibraţiile ultrasonore (fig. 2 şi 3).

Desfăşurarea proceselor de ardere a fost urmărită atît în focar deschis, cît şi în focar închis. Pentru determinări s-au utilizat opt sorturi de combustibil (petrol, motorină, amestec motorină — petrol în raport 1 : 1 şi 1 : 5, combustibil de calorifer tip A, amestec motorină — combustibil de calorifer tip A, în raport 1 : 1 şi 1 : 5, păcură), debitele de combustibil admise variind astfel ca raportul γ[*] să ia valori cuprinse între 0,8 şi 4.

---

[*] γ — debit de combustibil admis/debit de combustibil stoichiometric necesar aerului primar introdus în arzător.

Determinările făcute indică, în toate cazurile studiate, o dependență a desfășurării proceselor de ardere de frecvența și amplitudinea cîmpului ultrasonor aplicat, precum și de sortul de combustibil ars. În același timp, pentru toate celelalte condiții egale, aspectul flăcărilor este influențat și de valoarea raportului γ. Astfel, de exemplu, figura 4 indică variația geometriei și luminozității flăcării cu sortul de combustibil pentru $\gamma = 1$. Arderea s-a făcut cu ajutorul arzătorului din figura 1, a. Aceeași creștere a lungimii și luminozității flăcării o dată cu modificarea sortului de combustibil, în cazul trecerii de la combustibili ușori la cei grei, precum și cu creșterea valorii lui γ se observă și în cazul celorlalte tipuri de arzătoare investigate. Cîteva din fotografiile obținute în cursul acestor studii sînt cuprinse în figurile 5 și 6. Menționăm de asemenea că desfășurarea proceselor de ardere este puternic influențată de caracteristicile acustice ale cîmpului sonor aplicat. Astfel, dacă se modifică adîncimea cavității de rezonanță, care, pentru toate celelalte condiții egale, determină variația frecvenței și amplitudinii cîmpului sonor, aspectul flăcării se schimbă de asemenea. Figura 7 indică această dependență pentru cazul în care combustibilul de calorifer este ars cu arzătorul din figura 1, *b*.



petrol + motorină 1 : 1 — petrol + motorină 1 : 5 — motorină

motorină + 1 : 1 comb. calorifer — motorină + 1 : 5 comb. calorifer — combustibil calorifor

Fig. 4. Variația geometriei și luminozității flăcării cu sortul de combustibil pentru $\gamma = 1$, la arzătorul din figura 1 a.

Determinările efectuate în focar închis, în cazul arderii cu flacără albastră, similară cu cea de gaz metan, a combustibilului de calorifer, indică următoarea compoziție a gazelor de ardere : CO_2 — 14,8% ; O_2 — 0,6% ; CO — lipsă. S-a obținut deci o ardere completă în condițiile existenței unui coeficient al excesului de aer de numai 1,03.

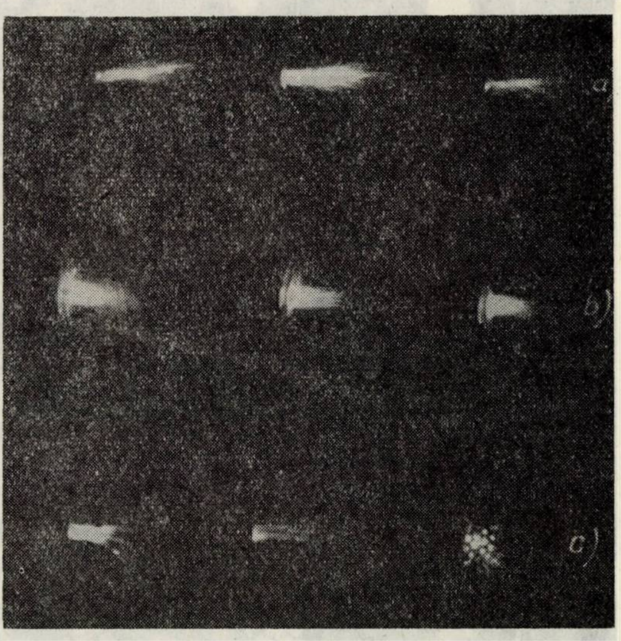
Concluzii

1. Arderea se prezintă, în toate cazurile investigate, stabilă.

Fig. 5. Modificarea aspectului flăcării realizate de arzătorul din fig. 1, *b* cu valoarea lui γ pentru sorturile de combustibil :

a — motorină (γ = 1,6—3) ; *b* — combustibil de calorifer (γ = 1—2) ; *c* — păcură (γ=1—2).

↓



2. Pentru obținerea unei flăcări stabile la arzătoarele din figurile 2 și 3 este necesară o corelare între debitul de combustibil admis și suprafața combustibilului supusă evaporării.

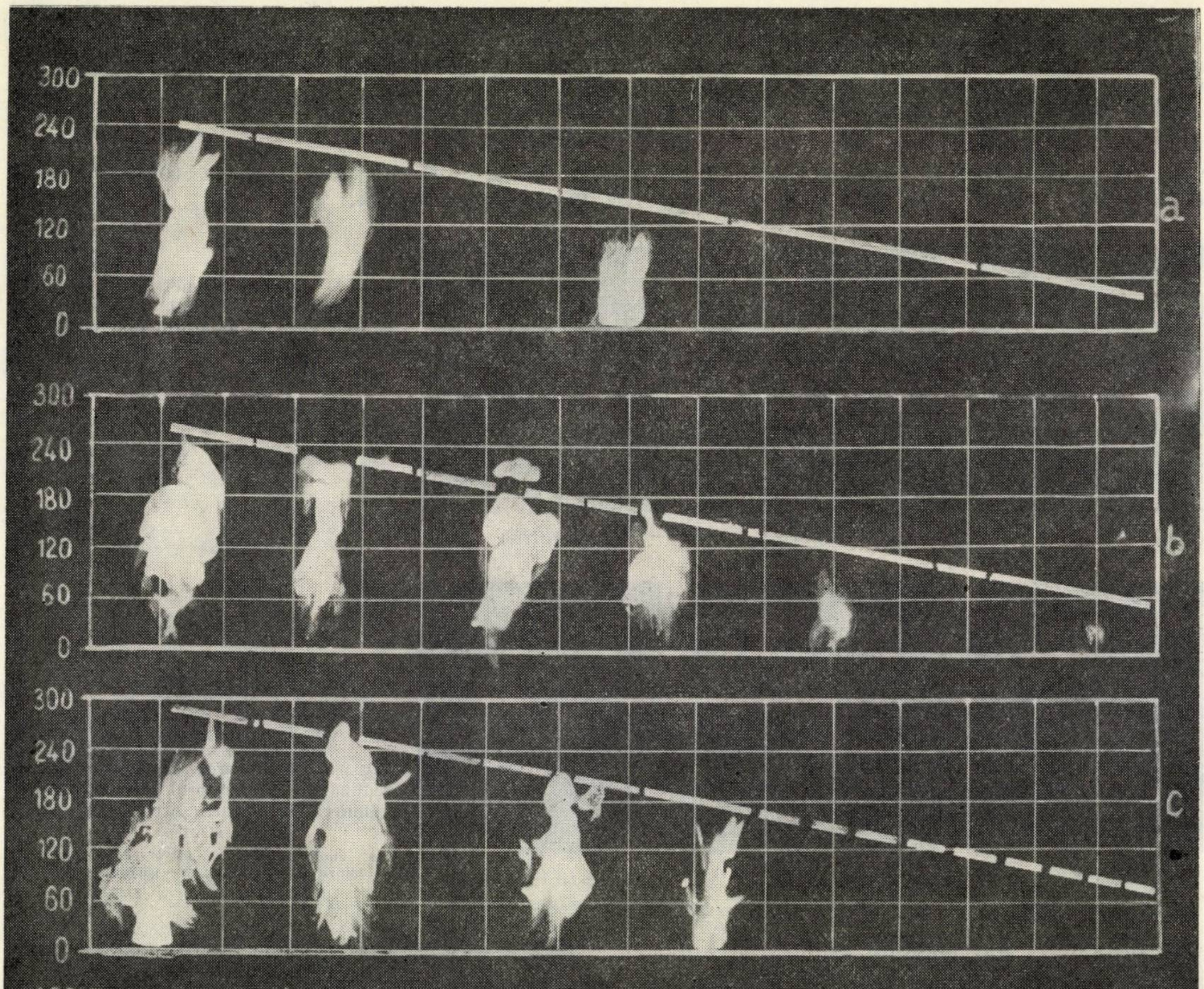


Fig. 6. Dependenţa lungimii flăcării (pentru arzătoarele din figura 2 a, şi b) de valoarea lui γ pentru următoarele sorturi de combustibil

a – motorină; *b* – amestec motorină – combustibil de calorifer în proporţie 1 :1; *c* – amestec motorină – combustibil de calorifer în proporţie 1 :5; *d* şi *e* – combustibil de calorifer.

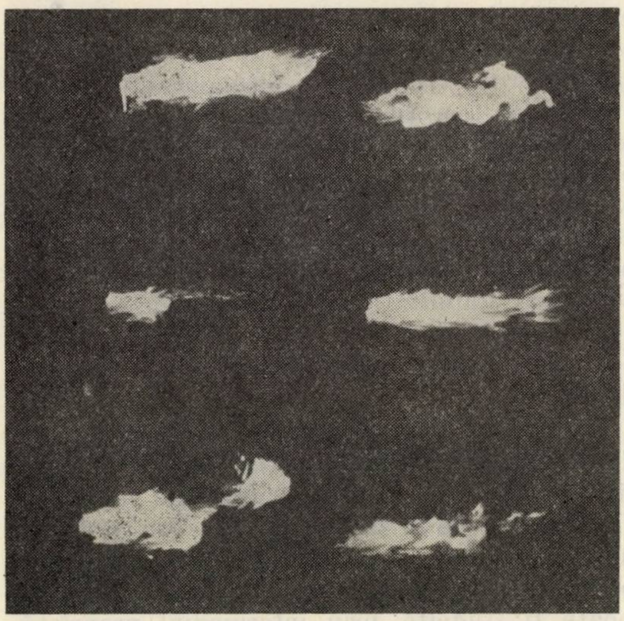


Fig. 7. Modificarea aspectului flăcării combustibilului de calorifer o dată cu modificarea adîncimii camerei de rezonanță

3. Calitatea arderii realizată cu arzătorul din figura 1 este superioară celei realizate cu arzătoarele din figurile 2 și 3. Aceasta se datorește atît ponderii ridicate a proceselor de evaporare, cît și modalității specifice în care, în acest din urmă caz, se realizează transmisia vibrațiilor ultrasonore de la generator la flacără.

4. În focar închis, nivelul de zgomot al arzătoarelor investigate este comparabil cu cel al arzătoarelor de gaz metan aflate în comerț.

5. În condiții bine precizate se poate obține o ardere completă, cu flacără albastră, pentru un coeficient al excesului de aer de $\lambda = 1{,}03$, pentru combustibilii lichizi inferiori de tipul combustibilului de calorifer.

6. Arzătorul permite stabilirea unui regim staționar chiar și la debite mici (pînă la 0,4 l/h) de combustibil. Păcura arsă în aceste condiții nu necesită o tratare prealabilă (încălzire, filtrare etc.).

7. Desfășurarea proceselor de ardere, la un debit determinat al unui sort oarecare de combustibil, depinde de frecvența și amplitudinea vibrației ultrasonore utilizate.

8. Determinările efectuate indică existența, pentru fiecare sort de combustibil ars și pentru fiecare frecvență a cîmpului ultrasonor folosită, a unei intensități ultrasonore specifice, exprimată sub forma unui raport între intensitatea ultrasonoră și debitul de combustibil ars pentru care se obține o calitate determinată a procesului de ardere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popa, B., Iscrulescu, V.* Tendințe noi în dezvoltarea arzătoarelor. În : Construcția de Mașini, nr. 4, 1970.

CZ 629.114.3.001.5

O nouă formă a ecuației de mișcare a autotrenului cu semiremorcă frînat

Dr. ing. Nicolae SEITZ — Institutul politehnic – Brașov

Conducerea unui autovehicul în general și a unui autotren în particular poate fi considerată o problemă cibernetică, întrucît conducătorul autotrenului formează cu autotrenul un circuit de reacție permanent. Schema circuitului simplificat rezultă din figura 1. Asupra conducătorului, care îndeplinește rolul elementului de reglare, acționează diferitele probleme ale circulației rutiere, pe care le transformă în comenzi transmițîndu-le autotrenului. Autotrenul reprezintă, în circuitul simplificat, organul de lucru. Asupra autotrenului acționează, în afara comenzilor, diferite perturbații (viteze de deplasare, variația forțelor la roți, interacțiunea dintre autotractor și semiremorcă etc.). Autotrenul transmite conducătorului sub formă de răspunsuri reacțiile sale la comenzi și perturbații, pe care conducătorul le corectează la nevoie cu comenzi de compensare. Întrucît capacitatea de recepționare a răspunsurilor și viteza de execuție a comenzilor de compensare a conducătorului auto sînt limitate (timpul de reacție, viteza de rotire a volanului, reglarea corespunzătoare a presiunii de frînare etc.), apare posibilitatea, în cazul unor reacții mai puternice, ca mișcarea autotrenului să devină instabilă. În cazul autotrenului cu semiremorcă, instabilitatea mișcării se manifestă prin frîngerea autotrenului sau deraparea unui element al său.

În vederea studiului stabilității mișcării trebuie elaborată ecuația de mișcare în planul căii. De modul prezentării acestei ecuații depind posibilitățile de aplicare a criteriilor de stabilitate și obținerea condițiilor privind stabilitatea mișcării autotrenului cu semiremorcă. Lucrări cuprinzătoare în acest sens au efectuat Mitschke [4], Jindra [3], Ellis [1], Schmidt [5], Hales [2]

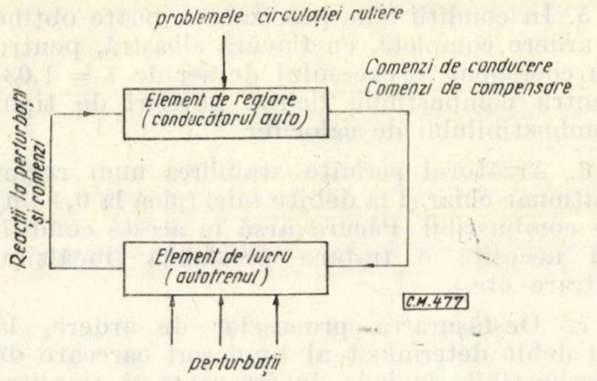
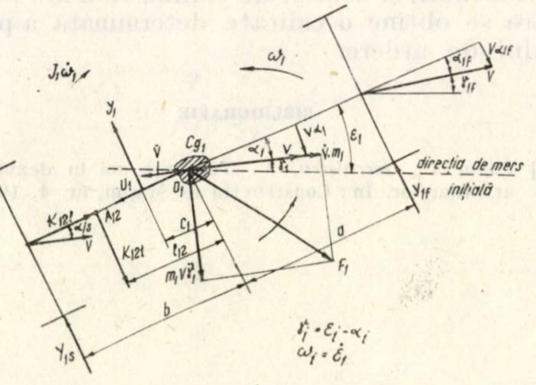
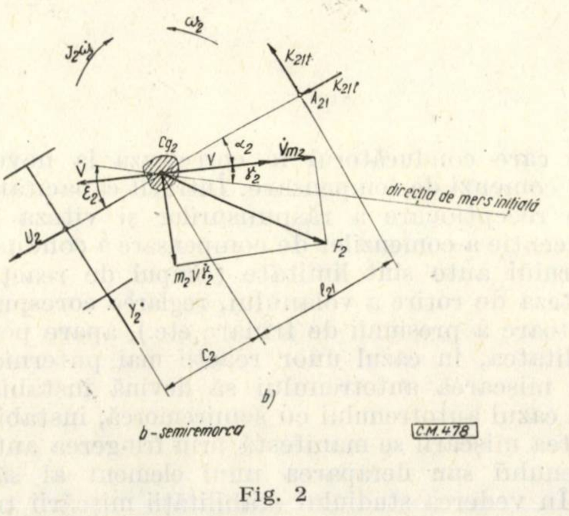

problemele circulației rutiere
Comenzi de conducere
Comenzi de compensare
Element de reglare (conducătorul auto)
Reacții la perturbații și comenzi
Element de lucru (autotrenul)
perturbații
CM.477

Fig. 1

și alții. Mitschke analizează stabilitatea autotrenului din punctul de vedere al variației forței laterale de ghidare prin intermediul coeficientului de utilizare al aderenței și condițiile


$J_1\dot{\omega}_1$
ω_1
y_1
Cg_1
U_1
O_1
K_{12l}
A_{12}
K_{12t}
c_1
l_{12}
$m_1 v \dot{\gamma}_1$
α_1
ε_1
$\dot{v} \cdot m_1$
α_{1f}
γ_{1f}
y_{1f}
y_{1s}
F_1
a
b
direcția de mers inițială
$\gamma_i = \varepsilon_i - \alpha_i$
$\omega_i = \dot{\varepsilon}_i$

a) a - autotractorul


$J_2\dot{\omega}_2$
ω_2
K_{21t}
K_{21l}
A_{21}
Cg_2
α_2
γ_2
ε_2
$\dot{v} m_2$
U_2
F_2
l_{21}
$m_2 v \dot{\gamma}_2$
y_2
c_2
direcția de mers inițială
CM.478

b) b - semiremorca

Fig. 2

de blocare ale roților uneia sau altei punți. Ellis prezintă ecuațiile diferențiale de mișcare ale autotrenului sub formă neliniară. Nu se prezintă relații pentru forțele de legătură. Calculele practice se efectuează tabelar cu ajutorul calculatorului electronic. Hales folosește, pentru cercetarea teoretică, ecuația de mișcare sub forma unui sistem de ecuații diferențiale care permite aplicarea criteriului de stabilitate Hurwitz-Routh. În mod similar procedează și Schmidt. Dezavantajul constă în faptul că se pot studia numai regimurile staționare. În cazul cercetării stabilității mișcării la frînare, criteriul Hurwitz-Routh nu este utilizabil întrucît coeficienții variabilelor independente sînt funcții de timp.

Lucrarea de față își propune să aducă ecuația de mișcare la o formă adecvată studiului stabilității mișcării la frînare. După cum s-a arătat [6], ecuația de mișcare trebuie adusă la forma unui sistem de ecuații diferențiale liniare de ordinul I. În acest caz, stabilitatea mișcării poate fi studiată prin intermediul proprietăților formelor pătratice.

În figura 2 se prezintă modelul matematic al autotrenului care se deplasează în linie dreaptă. Sub acțiunea unei perturbații temporare, axele longitudinale ale elementelor autotrenului pot oscila în planul căii cu unghiul de poziție ε_i. În mod corespunzător, vectorul vitezei poate oscila la rîndul său cu unghiul γ_i în raport cu direcția de mers inițială. Deformația pneurilor sub acțiunea forțelor transversale creează unghiul de deviere al pneurilor α_i. Asupra autotrenului acționează forțele de frînare U_i, forțele de legătură din șa K_{ijl} și K_{ijt}, forțele de inerție F_i și forțele laterale de ghidare. De asemenea apar unghiurile de deviere amintite.

Pentru scrierea ecuațiilor de echilibru se adoptă unele ipoteze simplificatoare, și anume:

— se neglijează influența suspensiei și elasticitatea direcției în planul căii;

— unghiul de bracare al roților de direcție se consideră zero;

— forțele de frînare pe roțile aceleiași punți sînt egale, astfel încît pot fi înlocuite cu o rezultantă care acționează la centrul punții;

— întrucît unghiurile de deviere ale pneurilor sînt mici (2°...4°), se adoptă o variație liniară între forța laterală de ghidare și unghiul de deviere al pneului;

— de asemenea se consideră $\sin\alpha_i \sim \alpha_i$; $\cos\alpha_i \sim 1$;

— se neglijează componentele longitudinale ale forțelor de ghidare și ale forțelor de legătură, fiind mici în raport cu forțele de frînare;

— se neglijează mișcarea de ruliu și tangaj al elementelor.

Cu aceste simplificări rezultă ecuaţiile de echilibru în planul căii sub forma:

$$
\begin{aligned}
& m_1\dot{V} - U_1 + K_{12\,l} = 0, \\
& m_1 V(\omega_1 - \dot{\alpha}_1) - Y_1 + U_1 \cdot \alpha_1 - K_{12\,l} \cdot \alpha_1 + \\
& + K_{12\,t} = 0, \\
& I_1 \cdot \dot{\omega}_1 - M_s - K_{12\,t} \cdot l_{12} = 0, \qquad (1) \\
& m_2 \cdot \dot{V} - U_2 - K_{21\,l} = 0, \\
& m_2 \cdot V(\omega_2 - \dot{\alpha}_2) - K_{21\,t} + U_2\,\alpha_2 + \\
& + K_{21\,l} \cdot \alpha_2 - Y_2 = 0, \\
& I_2 \cdot \dot{\omega}_2 + Y_2 \cdot C_2 - K_{21\,t} \cdot l_{21} \cdot = 0,
\end{aligned}
$$

unde: U_i sînt forţele de frînare; Y_i — forţele de ghidare; m_i — masele elementelor autotrenului; K_{ij} — forţele de legătură dintre elementele autotrenului; α_i şi ω_i — unghiurile de deviere rezultante ale pneurilor, respectiv vitezele unghiulare ale elementelor în jurul unui ax perpendicular pe planul căii; M_s — momentul la sol al forţelor de ghidare care acţionează pe autotractor. Pentru notarea parametrilor autotractorului se foloseşte indicele 1, iar pentru semiremorcă indicele 2.

Mărimile de răspuns la o perturbaţie, pe care le transmite autotrenul conducătorului auto, sînt unghiul de deviere al pneurilor α_i şi vitezele unghiulare ale elementelor ω_i. Pentru stabilitatea mişcării se impune ca:

$$\underset{t \to \infty}{\alpha_i(t)} \leqslant P; \quad \underset{t \to \infty}{\omega_i(t)} \leqslant W, \qquad (2)$$

unde W şi P sînt constante arbitrar alese.

Întrucît Y_1 reprezintă rezultanta forţelor laterale pe autotractor, rezultă:

$$Y_1 = Y_{1f} + Y_{1s} = k_{1f} \cdot \alpha_{1f} + k_{1s} \cdot \alpha_{1s}, \qquad (3)$$

unde k_{1f}, k_{1s} sînt rigidităţile laterale ale pneurilor de pe puntea faţă (1 f), respectiv puntea spate (1 s), ale autotractorului.

Raportarea unghiurilor de deviere de pe punţi α_{1f} şi α_{1s} la centrul de greutate al autotractorului se face prin relaţiile:

$$\alpha_{1f} = \alpha_1 - \omega_1 \cdot \frac{a}{V}; \; \alpha_{1s} = \alpha_1 + \omega_1 \cdot \frac{b}{V}.$$

În mod similar rezultă pentru semiremorcă $\alpha_{2s} = \alpha_2 + \frac{C_2}{V}\,\omega_2$. Ca urmare, forţele laterale de ghidare Y_i şi, prin ele, momentul la sol $M_s = -(Y_{1s} \cdot b - Y_{1f} \cdot a)$ pot fi scrise ca funcţii ale variabilelor independente α_i şi ω_i.

O analiză a ecuaţiilor de echilibru arată că există opt necunoscute. Prin urmare, pentru obţinerea ecuaţiei de mişcare a autotrenului cu semiremorcă frînat trebuie găsite încă două ecuaţii suplimentare la cele şase relaţii din sistemul (1).

Aceste relaţii rezultă din condiţiile de legătură a celor două elemente ale autotrenului. În figura 3 se prezintă schematic articulaţia cu elementele geometrice şi cinematice, iar în figura 4, componentele forţelor de legătură.

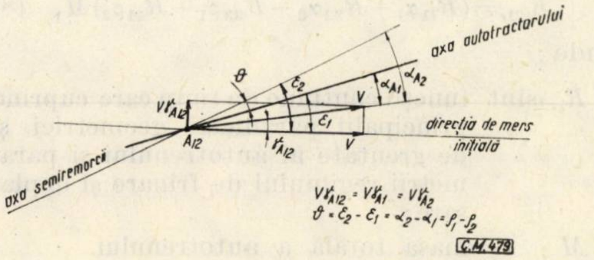

axa autotractorului
ϑ
ε_2
α_{A1}
α_{A2}
$V\gamma_{A12}$
V
ε_1
direcţia de mers iniţială
A_{12}
γ_{A12}
V
axa semiremorcii
$V\gamma_{A12} = V\gamma_{A1} = V\gamma_{A2}$
$\vartheta = \varepsilon_2 - \varepsilon_1 = \alpha_2 - \alpha_1 = \rho_1 - \rho_2$
C.M. 479

Fig. 3

Din condiţia identităţii vitezei laterale a elementelor care formează articulaţia A_{12} rezultă, ţinînd cont de componentele unghiului γ_{A_1} şi γ_{A_2}, expresia:

$$\varepsilon_1 - \alpha_1 - \omega_1 \cdot \frac{l_{12}}{V} = \varepsilon_2 - \alpha_2 + \omega_2 \cdot \frac{l_{12}}{V} \cdot \qquad (4)$$

În urma substituţiilor $\rho_1 = \omega_1 \cdot \frac{l_{12}}{V}$ şi $\rho_2 = \omega_2 \cdot \frac{l_{21}}{V}$ (5)

şi derivării relaţiei (4) rezultă ecuaţia:

$$\dot{\rho}_1 = \left(\frac{V}{l_{12}}\,\rho_1 - \dot{\alpha}_1\right) - \left(\frac{V}{l_{21}}\,\rho_2 - \dot{\alpha}_2\right) - \dot{\rho}_2 \qquad (6)$$

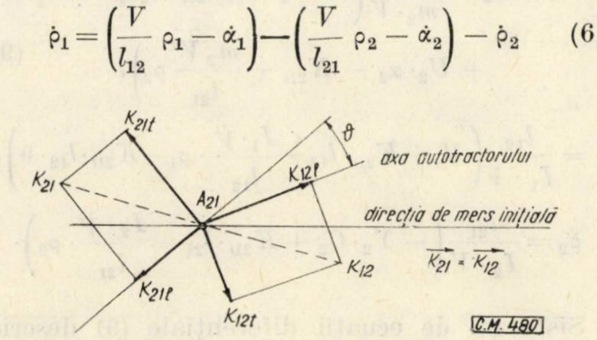

K_{21t}
ϑ
axa autotractorului
K_{12l}
K_{21}
A_{21}
direcţia de mers iniţială
K_{12}
$\overrightarrow{K_{21}} = \overrightarrow{K_{12}}$
K_{21l}
K_{12t}
C.M. 480
axa semiremorcii

Fig. 4

care va servi la completarea sistemului (1). Substituţia în ρ_i aduce avantajul unei uniformizări dimensionale a variabilelor independente, astfel încît ea va fi extinsă şi la relaţiile (1) şi (4).

Ultima relaţie pentru determinarea sistemului (1) rezultă din figura 4, în ipoteza unui unghi mic între axele elementelor autotrenului.

Astfel:

$$K_{12t} = K_{21t} - K_{21l} \cdot \vartheta,$$

respectiv (7)

$$K_{21t} = K_{12t} + K_{12t} \cdot \vartheta.$$

Prin urmare sistemul (1), completat cu relaţiile (6) şi (7), va fi determinat. Introducînd pe rînd în sistemul (1) relaţiile (5), (6) şi (7), se obţine ecuaţia forţei de legătură în funcţie de variabilele independente, sub forma:

$$K_{21t}=(R_{11}\alpha_1+R_{22}\alpha_2+R_{33}\rho_1+R_{44}\rho_2)M, \qquad (8)$$

unde:

R_{ii} sînt funcţii continue de timp care cuprind principalii parametri geometrici şi de greutate ai autotrenului şi parametrii regimului de frînare şi deplasare;

M — masa totală a autotrenului.

După determinarea expresiilor pentru forţele de legătură, se scrie ecuaţia de mişcare a autotrenului cu semiremorcă în funcţie de variabilele independente α_i şi ρ_i.

Din sistemul (1) rezultă, prin înlocuirea substituţiilor (5), sistemul de ecuaţii diferenţiale de ordinul I:

$$\begin{aligned}
\dot{\alpha}_1 &= \frac{1}{m_1\cdot V}\Big(-Y_1+U_1\cdot\alpha_1-K_{12t}\cdot \\
&\quad\cdot\alpha_1+K_{21t}+\frac{m_1V^2}{l_{12}}\rho_1-K_{21t}\cdot\vartheta\Big),\\
\dot{\alpha}_2 &= \frac{1}{m_2\cdot V}\Big(-Y_2+K_{21t}\cdot\alpha_2+ \\
&\quad+U_2\cdot\alpha_2-K_{21t}+\frac{m_2V^2}{l_{21}}\rho_2\Big), \qquad (9)\\
\dot{\rho}_1 &= \frac{l_{12}}{I_1\cdot V}\Big(M_s+K_{21t}\cdot l_{12}-\frac{I_1\cdot\dot{V}}{l_{12}}\cdot\rho_1-K_{21t}\cdot l_{12}\cdot\vartheta\Big),\\
\dot{\rho}_2 &= \frac{l_{21}}{I_2\cdot V}\Big(-Y_2\cdot C_2+K_{21t}\cdot l_{21}-\frac{I_2\cdot\dot{V}}{l_{21}}\cdot\rho_2\Big).
\end{aligned}$$

Sistemul de ecuaţii diferenţiale (9) descrie mişcarea elementelor autotrenului cu semiremorcă în planul căii de rulare pînă la apariţia tendinţei de instabilitate. Dacă se înlocuiesc expresiile forţelor de legătură K_{ijt} şi forţele de ghidare Y_i prin relaţiile lor în funcţie de variabilele independente şi se adoptă o scriere simplificată prin substituţia $X_1=\alpha_1$; $X_2=\alpha_2$; $X_3=\rho_1$ şi $X_4=\rho_2$, sistemul (9) poate fi scris sub formă matricială:

$$\dot{X}=\frac{1}{V}\cdot A_1\cdot X, \qquad (10)$$

unde:

$$\dot{X}=\begin{vmatrix}\dot{x}_1\\ \dot{x}_2\\ \dot{x}_3\\ \dot{x}_4\end{vmatrix}=\begin{vmatrix}\dot{\alpha}_1\\ \dot{\alpha}_2\\ \dot{\rho}_1\\ \dot{\rho}_2\end{vmatrix};\ A_1=\begin{vmatrix}a'_{11} & a'_{12} & a'_{13} & a'_{14}\\ a'_{21} & a'_{22} & a'_{23} & a'_{24}\\ a'_{31} & a'_{32} & a'_{33} & a'_{34}\\ a'_{41} & a'_{42} & a'_{43} & a'_{44}\end{vmatrix};\ X=\begin{vmatrix}x_1\\ x_2\\ x_3\\ x_4\end{vmatrix}=\begin{vmatrix}\alpha_1\\ \alpha_2\\ \rho_1\\ \rho_2\end{vmatrix}.$$

Acestui sistem i se impun condiţiile de stabilitate care rezultă în urma substituţiilor efectuate din relaţiile (2) sub forma unificată:

$$\underset{t\to\infty}{X_i}(t)\leqslant P. \qquad (11)$$

Pentru găsirea condiţiilor în care au loc îngrădirile date de relaţiile (2), respectiv (11), în ecuaţia de mişcare a autotrenului cu semiremorcă frînat (10), se pot utiliza cu succes proprietăţile formelor pătratice.

Concluzii. Pe baza ecuaţiilor de echilibru ale autotrenului cu semiremorcă s-a obţinut sub formă matricială ecuaţia de mişcare a autotrenului frînat. Contribuţia realizată rezidă în faptul că s-a dedus o formă simplă de exprimare a ecuaţiei de mişcare cu un real folos practic, întrucît singurele variabile independente rămase sînt mărimile de reacţie ale autotrenului la perturbaţii, pe care le transmite acesta conducătorului auto sub formă de răspunsuri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ellis, J. R.* The dynamics of vehicles during braking. The institut of Mechanical Engineers, 1963.

[2] *Hales, F. D.* The lateral stability of a simplified vehicle. Institut of Mechanical Engineers, 1963.

[3] *Jindra, F.* Tractor and Semitrailer Handling. Automobile Engineer, oct. 1963.

[4] *Mitschke, M., Runge, O.* Lastabhängige Bremskraftregelung an Sattelzügen, Teil I und II. ATZ nr. 2 şi 6, 1960.

[5] *Schmidt, I.* Das Fahrstabilitätsverhalten zwei — und dreigliedriger Fahrzeungketten. Diss. TH Stuttgart 1964 şi Deutsche Kraftfahrforschung und Strassenverkehrs technik, 182.

[6] *Seitz, N.* Stabilitatea autotrenurilor la frînare cu aplicaţie la autocamioanele şi remorcile de producţie românească. Teză de doctorat. Institutul politehnic Bucureşti, 1969.

CZ 621.436 : 625.282-843.6

Observații asupra dezvoltării motoarelor diesel de mare putere pentru tracțiune feroviară

Ing. Dragoș SFINȚEANU – Institutul de cercetări și proiectări echipamente termoenergetice – București

În ultimele decenii, motorul diesel s-a impus ca soluția cea mai importantă, pe scară mondială, în rîndul mijloacelor utilizate pentru tracțiunea feroviară. Acest fapt este evidențiat în figura 1, în care s-a reprezentat evoluția puterilor unitare maxime și a presiunii medii efective în perioada 1955–1970.

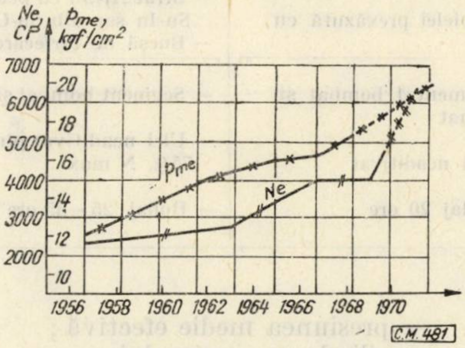


Fig. 1

Caracteristicile celor mai reprezentative tipuri de motoare din gama puterilor mari, realizate și în curs de realizare în Europa și în S.U.A., sînt date în tabela 1.

Analizînd dezvoltarea performanțelor motoarelor în perioada de timp considerată, se constată că în decurs de circa 10 ani puterea unitară maximă s-a dublat. Căile care au permis atingerea performanțelor ridicate nu se datoresc unor salturi calitative spectaculoase, ci s-au bazat în primul rînd pe creșterea sistematică a parametrilor funcționali ai echipamentelor auxiliare (turbocompresoare de supraalimentare, echipamente de injecție) și pe îmbunătățirea permanentă a tehnologiilor de fabricație.

Din punctul de vedere al tehnologiilor de fabricație s-a urmărit sistematic realizarea de ansamble funcționale și piese capabile să suporte solicitările din ce în ce mai ridicate, ca urmare a creșterii performanțelor motoarelor. Progresele realizate în acest domeniu s-au datorit în special îmbunătățirii caracteristicilor mecanice ale pieselor și optimizării repartiției solicitărilor, redimensionarea pieselor rămînînd o soluție secundară.

În figura 2 s-au sistematizat punctele critice apărute în dezvoltarea motoarelor de mare putere, iar în tabela 2 s-au prezentat metodele constructive utilizate de diferite firme constructoare pentru înlăturarea deficiențelor corespunzătoare. În cadrul tabelei sînt specificate și

Tabela 1

Tip motor	Firma constructoare	CARACTERISTICI									
		nr. cilindri și dispoziție	$\frac{S, \text{mm}}{D, \text{mm}}$	cilindree totală, l.	Nnom. CP	n, rot/min	p_{me}, Kgf/cm²	W_{pm}, m/s	N_L, CP/L	G_S, Kg/CP	G_t, Kg
16 LVA 24	Sulzer	16 V	$\frac{280}{240}=1{,}17$	202	4 000	1 100	16,2	10,3	19,8	5,1* (4,63)	20 400* 18 500
16 PA4-200	SEMT-Pielstick	16 V	$\frac{210}{200}=1{,}05$	105,5	2 800	1 500	15,6	10,5	26,5	2,76	7 220
16 PA6-280	SEMT-Pielstick	16 V	$\frac{290}{280}=1{,}035$	285	5600**	1 050	16,9	10,2	20	4,24	24 750
AGO V16 ESHR	S.A.C.M.	16 V	$\frac{232\ (220)}{240}=\frac{0{,}97}{(0{,}92)}$	163	4 000	1 350	16,4	10,44 (9,4)	24,6	4,14	16 560
V8V 23/23 TL	M.A.N.	16 V	$\frac{230}{230}=1$	153	3 600 *** (4 000)	1 500	14,1 *** (15,7)	11,5	23,5	3,42	12 350
20-645 E3	General Motors	20 V	$\frac{254}{231}=1{,}1$	212	3900	900	9,22	7,6	18,4	5,25	20 500

$*\ \frac{\text{batiu turnat}}{\text{batiu sudat}}$ **prototip 1970 *** nivel 1971–1972

Tabela 2

Pct.	Zona critică	LVA-24 SULZER	AGO-SACM	V 23/23 - MAN
1	Scaune de supapă-uzură	—	— Scaune raportate din oțel — Scaunele supapelor de evacuare stelitate	— Rigiditate mărită — Scaune raportate
2	Pistoane-fisurări datorită tensiunilor termice	Răcire piston, prin serpentină cu ulei	— Cap de piston raportat (aliaj cupru-cobalt-beriliu) — Răcire eficace a zonei interioare a pistonului prin stropire cu ulei	Piston prevăzut cu canal circular interior de răcire cu ulei
3	Cămăși de cilindru-cavitație	—	Pereți groși	Cromare exterioară
4	Batiu-rigiditate	Rigiditate studiată prin tensometrie și fotoelastometrie	—	— Rigiditate studiată — Ancorare capace laterale
5	Lagăre-uzuri	— Lagăre trimetalice — Suprafața de separație din capul bielei prevăzută cu zimți		— Strat Al-Sn cu peliculă de Sn-In sau Pb-Sn-Cu — Bucșă de forfecare bielă
6	Măsuri pentru rodaj	— Alezare specială a cămășii de cilindru — Ulei neaditivat — Rodaj 16-30 ore	— Segment 1 bombat și cromat — Ulei neaditivat — Rodaj 20 ore	— Segment bombat și cromat — Ulei neaditivat pînă la 75% N max — Rodaj 25—35 ore

condițiile de rodaj pentru motoarele considerate.

În cele ce urmează vom încerca să evaluăm posibilitățile de creștere în viitor a puterii motoarelor din gama considerată.

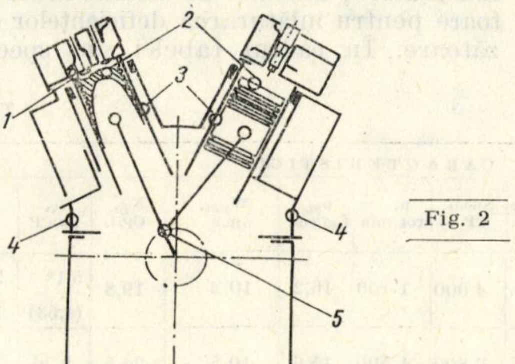


Fig. 2

Parametrii de care dispune proiectantul pentru a acționa în direcția măririi puterii unui motor sînt cuprinși în relația :

$$N = k \cdot w_{pm} \cdot p_{me} \cdot V_h, \qquad (1)$$

în care :

N este puterea motorului ;

k — coeficient numeric care ține seamă de unitățile de măsură alese ;

w_{pm} — viteza medie a pistonului ;

p_{me} — presiunea medie efectivă ;

V_h — cilindreea motorului.

Creșterea vitezei medii a pistonului este limitată de solicitările dinamice considerabile care apar în funcționare și de uzura mărită a pieselor motorului. Se constată că, într-un interval de 20 de ani, creșterea vitezelor medii ale pistonului a fost de circa 10%. Valorile curente, utilizate în prezent pentru motoarele din gama de puteri considerată, sînt cuprinse în limitele 10,2—10,5 m/s, cu excepția motorului V 23/23 TL (MAN) la care viteza medie a pistonului este 11,5 m/s (tabela 1).

Avînd în vedere faptul că solicitările mari produse de creșterea vitezei medii a pistonului implică necondiționat adoptarea unor materiale speciale și a unor tehnologii pretențioase, elemente cu caracter prohibitiv din punct de vedere economic în cadrul unei fabricații de serie, precum și reducerea intervalelor dintre revizii și reparații pentru astfel de motoare (ca urmare a creșterii uzurilor specifice), considerăm că mărirea vitezei medii a pistonului nu va conduce la valori spectaculoase și nu va constitui una dintre metodele de bază pentru creșterea în viitor a puterii motoarelor.

Din punctul de vedere al presiunii medii efective însă, sînt așteptate rezultate importante. Valorile de ordinul 16 kgf/cm², realizate în ultimii ani, au devenit curente, iar motorul PA6—280 (SEMT-Chantiers de l'Atlantique) a atins 17 kgf/cm². Firma ALCO (S.U.A.)

a livrat motoare funcţionînd cu o presiune medie efectivă de 18 kgf/cm². Majoritatea firmelor şi institutelor de cercetări specializate efectuează în prezent încercări la valori superioare celor menţionate. Firma Caterpillar (S.U.A.) a anunţat în cursul anului 1969 rezultatele unor serii de încercări efectuate cu un motor supraalimentat în două trepte şi cu răcire intermediară a aerului, în urma cărora s-au obţinut presiuni medii efective de 25–30 kgf/cm².

Progresele realizate datorită noilor sisteme de supraalimentare trebuie însă corelate cu limitarea presiunilor maxime dezvoltate în camera de ardere a motorului. În acest scop se efectuează încercări metodice privind distribuţia (şi în special baleiajul), injecţia combustibilului, noi tipuri de camere de ardere cu turbulenţă pronunţată, soluţii constructive de răcire a pistoanelor etc.

Luînd în considerare datele expuse, există premisele ca în anii următori presiunile medii efective obţinute în mod curent să atingă valori de 18–20 kgf/cm².

O evaluare a rezervelor privind posibilităţile de mărire a puterii, pentru tipurile de motoare comparate, ar putea fi aproximată considerînd criteriul încărcării termice a pistonului şi chiulasei, definit prin raportul :

$$\frac{N}{S\sqrt{s/D}},\ \mathrm{CP/cm^2}\ \text{suprafaţă de piston,}$$

unde S reprezintă suprafaţa frontală a pistoanelor motorului. Cifrele comparative pentru motoarele considerate sînt date în tabela 3.

În cadrul acestei evaluări trebuie însă să se aibă în vedere nivelul actual al parametrilor care definesc gradul de evoluţie şi totodată de solicitare al motorului (viteza medie a pistonului, presiunea maximă a ciclului, presiunea de supraalimentare, temperatura gazelor evacuate etc.).

Analizînd ultimul element al relaţiei (1) — cilindreea motorului, respectiv suprafaţa frontală a pistoanelor — se observă că mărirea acestor elemente este limitată de gabaritele şi greutăţile maxime admise pe locomotivă (în cazul locomotivelor europene, greutatea maximă admisă pe osie este de 20 t şi maximum şase osii).

Problema de bază constă în prevederea unei cilindree, respectiv unei suprafeţe maxime pentru o greutate impusă. Ţinînd seamă de faptul că greutatea echipamentelor auxiliare variază puţin cu numărul de cilindri, creşterea greutăţii motorului poate fi diminuată prin scăderea cursei pistonului, respectiv prin scăderea raportului cursă-alezaj.

Tendinţa de scădere a raportului cursă-alezaj rămîne una dintre premisele importante privind creşterea puterii motoarelor.

În ceea ce priveşte numărul de cilindri, creşterea lui începe să fie limitată, în afară de greutate, de considerente de gabarit şi de dificultăţi mărite privind întreţinerea în timpul exploatării. Se consideră că motoarele cu 18 sau maximum 20 de cilindri vor constitui soluţii limită în această direcţie.

Efectuînd o grupare a tipurilor de motoare analizate din punctul de vedere al utilizării greutăţii, s-ar putea considera drept criteriu de comparaţie raportul dintre greutatea motorului şi suprafaţa frontală a pistoanelor. Se pare însă că o definiţie mai bună este dată de raportul dintre greutatea motorului şi cilindree, care ţine seamă şi de cursa pistonului.

Din punctul de vedere al compactităţii motorului se poate alege drept criteriu de comparaţie raportul dintre volumul şi greutatea motorului.

Ambele criterii, pentru motoarele considerate, sînt evidenţiate în tabela 3.

Se remarcă rezervele pe care le au motoarele la care valorile numerice, corespunzătoare criteriilor specificate, sînt plasate în zona valorilor inferioare ale domeniului.

În cazul cînd aceste rezerve vor fi asociate cu presiuni medii efective de 20 kgf/cm², viteze medii de piston mai mari decît 11 m/s şi rapoarte cursă-alezaj mai mici decît 1, devine posibilă

Tabela 3

Tip motor Criteriu	16 LVA–24 Sulzer	16 PA4–200 SEMT Pielstick	16 PA6–280 SEMT Pielstick	AGO V16 SACM	V8V 23/23 MAN	20–645 E_3 General Motors
$\frac{N}{S\sqrt{s/D}}$, CP/cm²	0,512	0,543	0,55	0,57	0,542	0,37
$\frac{G}{V_h}$, kg/l	91,5	73,2	86,7	92	81	96,7
$\frac{V_m}{G}$, m³/t	0,915	1,28	0,82	1,04	1,1	—

realizarea de motoare în gama de puteri 7 000–8 000 CP.

Din punctul de vedere al perspectivelor motorului diesel ca agregat pentru tracțiune feroviară, se constată în prezent o diferențiere a opiniilor privind utilizarea tracțiunii diesel în raport cu tracțiunea electrică, pentru puterile unitare mari.

Avînd în vedere investițiile superioare impuse de tracțiunea electrică, precum și faptul că realizarea motoarelor diesel de puteri mari este perfect posibilă conform argumentelor expuse, considerăm că acest tip de agregat va constitui și în viitor o soluție optimă din punct de vedere tehnic și economic pentru tracțiunea feroviară.

CZ 621.43.001.5

Asupra posibilității creșterii coeficientului de exces de aer la motoarele cu aprindere prin scînteie

Prof. dr. ing. Marin UNTARU – Institutul politehnic – Brașov
Conf. dr. ing. Gh. BOBESCU – Institutul politehnic – Brașov

Valoarea coeficientului de exces de aer în zona de combustie este factorul principal care influențează apariția substanțelor poluante în gazele de evacuare.

Ideal ar fi ca procesul de ardere la motoarele cu aprindere prin scînteie să fie atît de eficient încît să asigure arderea completă a substanțelor combustibile și evacuarea unor gaze lipsite de substanțe toxice. În practică însă, regimurile de funcționare variază în limite largi, ceea ce face extrem de dificilă, dacă nu chiar imposibilă, furnizarea unui amestec care să poată arde complet

În timpul funcționării motorului apar variații ale temperaturii aerului admis în carburator datorită variației temperaturii mediului ambiant și temperaturii de sub capota motorului. Experiențele au arătat că o creștere a temperaturii aerului cu 38 °C conduce la o îmbogățire a amestecului cu 9% sau chiar mai mult [4]. Încălzirea suplimentară favorizează însă formarea amestecului și uniformitatea distribuției pe cilindri, conducînd la o oarecare îmbunătățire a proceselor de ardere.

Încălzirea amestecului în conducta de admisiune accelerează vaporizarea combustibilului în special la vitezele mici de curgere a aerului (turații mici și sarcini mari) micșorînd coeficientul de exces de aer la regimurile respective [2].

O influență apreciabilă asupra dozajului are și presiunea aerului la intrarea în carburator, care depinde în principal de altitudine. Cu scăderea presiunii atmosferice se îmbogățește amestecul dacă carburatorul nu este echipat cu un corector de altitudine.

Îmbogățiri foarte pronunțate ale amestecului apar și la regimuri tranzitorii de funcționare, respectiv la accelerare și decelerare, precum și la mersul în gol [6].

Toate aceste variații ale dozajului provoacă apariția în gazele de evacuare, în proporții mai mici sau mai mari, a unor substanțe toxice sau agresive.

Așa spre exemplu, concentrațiile maxime de oxid de carbon rezultă la mersul în gol și la decelerații. De asemenea, la regimurile de putere și accelerații maxime se ating concentrații mai ridicate de CO decît la regimul de croazieră. Cantitățile în greutate de CO ating valorile maxime în timpul accelerărilor datorită cantităților mai mari de combustibil furnizate motorului.

Hidrocarburile conținute în gazele de evacuare au o compoziție complexă conținînd multe componente parțial oxidate. Cele mai mari concentrații de hidrocarburi în gazele de evacuare apar cînd motorul funcționează supraîncălzit și cu amestec bogat, precum și la decelerație și mers în gol. Concentrația lor crește în general cu descreșterea coeficientului de exces de aer. Cantitatea de gaze reziduale și efectele stingerii flăcării în straturile limită de lîngă pereții camerei de ardere, de asemenea, influențează emisiunea de hidrocarburi prin gazele de evacuare. În general regimurile de funcționare la care apar cantități sporite de CO, provoacă și emisiuni mai mari de hidrocarburi cu gazele de evacuare.

Formarea oxizilor de azot este influențată în principal de temperatura de combustie și de cantitatea de oxigen disponibilă pentru oxidarea azotului. Acești factori la rîndul lor depind de raportul de comprimare și de coeficientul de exces de aer. La amestecuri bogate rezultă concentrații mai mici de oxizi de azot, concentrațiile maxime rezultînd la coeficienți puțin superiori față de coeficienții amestecurilor stoechiometrice. Aceasta se explică prin faptul că la astfel de coeficienți de exces de aer, efectele sumare ale creșterii temperaturii și concentrației de oxigen disponibil care favorizează oxidarea azotului ating un maxim. La valori mai mari ale coeficientului de exces de aer concentrația oxizilor de sulf descrește din nou.

Se observă că emisiile de oxizi de azot depind de valoarea coeficientului de exces de aer într-un mod cu totul diferit decît emisiile de oxid de carbon și de hidrocarburi.

Prin urmare dispozitivele prevăzute pentru reducerea conținutului de CO și hidrocarburi în gazele de evacuare pot provoca o oarecare creștere a conținutului de oxizi de azot din aceste gaze. Un oarecare progres s-a realizat prin descompunerea acestora din urmă în prezența unui catalizator cu silicat de aluminiu.

Din cele prezentate mai sus rezultă necesitatea unor perfecționări ale carburatoarelor care să furnizeze cilindrilor amestecurile cele mai acceptabile atît din punctul de vedere al performanțelor motorului cît și din punctul de vedere al toxicității gazelor de evacuare. De asemenea, au apărut numeroase dispozitive de epurare a gazelor de evacuare, menite să desăvîrșească arderea substanțelor combustibile din aceste gaze și să descompună oxizii de azot.

Motorul cu carburator prezintă însă importante rezerve de perfecționare din punctul de vedere al toxicității gazelor arse, deoarece formarea amestecului în exterior permite furnizarea acestuia la cilindri avînd un grad înalt de omogenitate.

Diminuarea cantității de gaze reziduale din cilindru și îmbunătățirea umplerii reprezintă una dintre căile posibile ale perfecționării motorului cu carburator. Prin aceasta se poate obține o anumită creștere a coeficientului de exces de aer fără diminuarea puterii litrice a motorului.

Aceste aspecte pot fi analizate pe baza ecuației generale a puterii efective a motorului scrisă sub forma următoare :

$$P_e = \frac{P_c}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{p_0 \cdot V_h}{R \cdot T_0} \cdot \eta_v \eta_t \eta_r \eta_m \cdot n \, \frac{427}{9\,000},$$

unde :

P_e este puterea calorifică a combustibilului ;
α — coeficientul de exces de aer ;
l_0 — cantitatea teoretică de aer necesară arderii a 1 kg de combustibil ;
p_0 — presiunea mediului ambiant ;
T_0 — temperatura mediului ambiant ;
V_h — capacitatea cilindrică a motorului ;
η_v — coeficientul de umplere ;
η_t — randamentul termic ;
η_r — randamentul relativ ;
η_m — randamentul mecanic ;
n — turația arborelui cotit.

Din această ecuație se vede că la funcționarea motorului în regim stabilizat puterea sa este direct proporțională cu coeficientul de umplere, randamentul termic și randamentul relativ și invers proporțională cu coeficientul de exces de aer.

Rezultă că sînt necesare astfel de perfecționări ale motorului care să conducă la creșterea randamentului termic chiar în condițiile unei anumite măriri a coeficientului de exces de aer, respectiv prin mărirea coeficientului de umplere.

Asemenea posibilități au fost puse în evidență de autori [2], [5] prin cercetarea performanțelor motorului SR—211, echipat cu sistem de răcire diferențială a cărui esență constă în realizarea a două circuite de răcire independente, unul mai intens pentru chiulasa motorului și altul de intensitate mai redusă pentru blocul cilindrilor, care să permită menținerea unor temperaturi optime în zonele cu solicitări termice diferite. Pe baza experiențelor efectuate s-a stabilit că temperaturile optime ale lichidului de răcire sînt cuprinse între 45 și 50°C în chiulasă și între 85 și 90°C în blocul cilindrilor.

Rezultatele studiului experimental al procesului umplerii motorului sînt prezentate în figura 1.

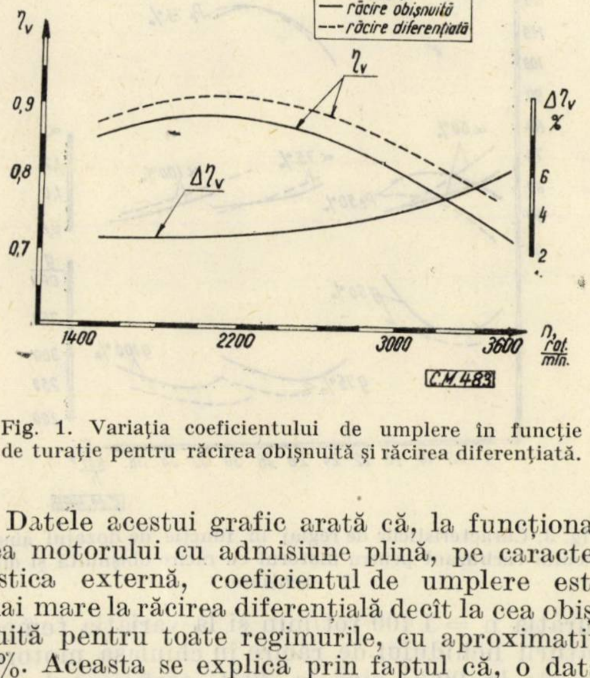


Fig. 1. Variația coeficientului de umplere în funcție de turație pentru răcirea obișnuită și răcirea diferențiată.

Datele acestui grafic arată că, la funcționarea motorului cu admisiune plină, pe caracteristica externă, coeficientul de umplere este mai mare la răcirea diferențială decît la cea obișnuită pentru toate regimurile, cu aproximativ 4%. Aceasta se explică prin faptul că, o dată cu micșorarea temperaturii lichidului de răcire în chiulasă, intensitatea preîncălzirii amestecului este mai mică şi deci umplerea gravimetrică a cilindrilor motorului creşte.

Această concluzie este susţinută şi de datele experimentale prezentate în figura 2, care arată că temperatura lichidului de răcire în chiulasa motorului influenţează asupra mărimii coeficientului de umplere la toate regimurile.

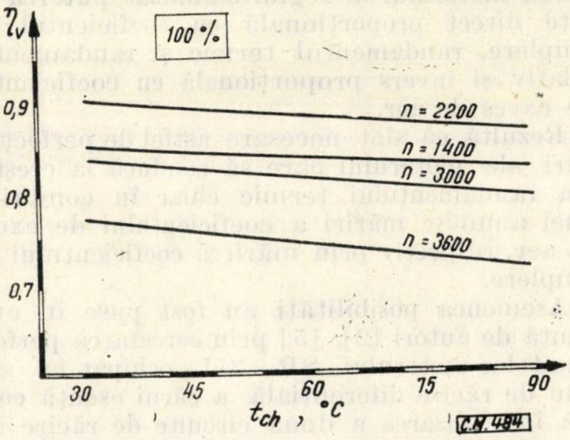


Fig. 2. Influenţa temperaturii lichidului de răcire din chiulasă asupra coeficientului de umplere.

Trebuie subliniat însă că gradul influenţei temperaturii lichidului de răcire asupra coeficientului de umplere nu este acelaşi pentru toate regimurile de funcţionare ale motorului. Aşa, de exemplu, la regimul de funcţionare cu turaţia n = 1 400 rot/min şi la variaţia temperaturii lichidului de răcire în chiulasa motorului de la 90 °C pînă la 30 °C coeficientul umplerii creşte de la 0,83 la 0,86 (3,5 %), în timp ce la funcţionarea motorului cu turaţia $n = 3\,600$ rot/min pentru acelaşi interval de temperaturi ale lichidului de răcire în chiulasă, coeficientul de umplere creşte de la 0,71 la 0,77 (7,5 %). Aceasta are loc deoarece la creşterea turaţiei motorului intensitatea preîncălzirii amestecului se reduce ca urmare a micşorării timpului de contact dintre gazele proaspete şi pereţii calzi ai canalelor de admisiune.

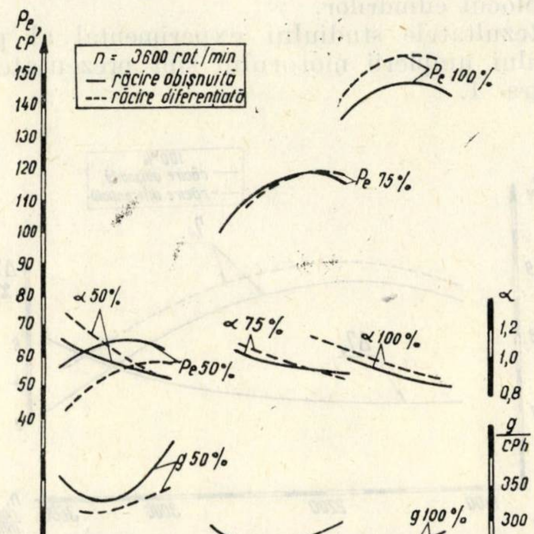


Fig. 3. Caracteristicile de reglaj în funcţie de dozajul amestecului carburant pentru motorul cu răcire obişnuită şi diferenţiată.

Analizînd caracteristicile de reglaj în funcţie de dozajul amestecului carburant, la turaţia n = 3 600 rot/min, pentru motorul echipat cu ambele sisteme de răcire prezentate în figura 3,

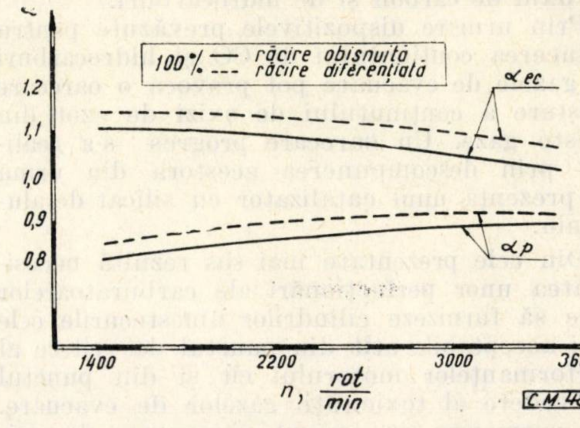


Fig. 4. Influenţa sistemului de răcire asupra coeficienţilor excesului de aer corespunzători puterii maxime (α_p) şi consumului specific de combustibil minim (α_{cr})

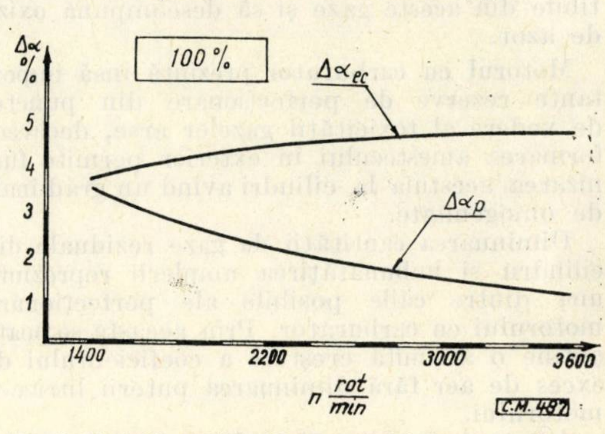


Fig. 5. Variaţia coeficienţilor excesului de aer α_p şi α_{ec} la sarcina plină a motorului.

rezultă că în toate cazurile parametrii de putere şi economicitate ai motorului cu răcire diferenţiată sînt superiori celor ai motorului cu răcire obişnuită, ca urmare a îmbunătăţirii umplerii cilindrilor, îmbunătăţirii procesului de formare a amestecului carburant şi a creşterii excesului de aer.

Într-adevăr, la răcirea diferenţiată a motorului, deşi consumul orar de combustibil al motorului rămîne aproape acelaşi ca la răcirea obişnuită, coeficienţii excesului de aer, atît cel corespunzător obţinerii puterii maxime (α_p) cît şi cel corespunzător consumului specific de combustibil minim (α_{ec}), cresc, ceea ce indică o compoziţie mai săracă a amestecului carburant. Aceasta se explică prin diminuarea cantităţii de gaze reziduale din cilindru ca urmare a creşterii umplerii motorului şi ca urmare a reducerii pierderilor de căldură cu gazele de evacuare datorită micşorării disociaţiei şi căldurii specifice a acestora.În figurile 4 şi 5 sînt prezentate datele privind variaţia coeficienţilor excesului de aer α_p şi α_{ec}. pentru motorul echipat cu ambele sisteme de răcire, la funcţionarea cu sarcină plină şi turaţii diferite.

Aceste date arată că variaţia coficientului excesului de aer corespunzător consumului specific de combustibil minim — α_{ec} este mai puţin accentuată decît cea a coeficientului excesului de aer corespunzător obţinerii puterii maxime — α_p. Aşa de exemplu, coeficientul α_p se schimbă în sensul sărăcirii amestecului de la 1,1% pînă la 3,57%, iar coeficientul α_{ec} de la 3,64% pînă la 4,9%. Totodată trebuie subliniat şi faptul că sărăcirea amestecului de putere (α_p) se reduce o dată cu creşterea turaţiei motorului, în timp ce sărăcirea amestecului economic (α_{ec}) creşte o dată cu mărirea turaţiei motorului.

Din cele expuse rezultă că utilizarea răcirii diferenţiate la motoarele de automobil cu aprindere prin scînteie asigură parametri de putere şi economicitate superiori celor obţinuţi la motoarele cu răcire obişnuită şi constituie totodată una dintre soluţiile posibile pentru mărirea coeficientului de exces de aer în vederea perfecţionării proceselor de ardere şi a reducerii gradului de toxicitate al gazelor de evacuare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă — procese şi caracteristici. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] *Bobescu, Gh.* Studiul influenţei încălzirii amestecului în conducta de admisiune asupra posibilităţilor de mărire a puterii şi economicităţii motorului SR-211 cu răcire diferenţiată. Teză de doctorat Institutul politehnic-Braşov, 1968.

[3] *Grünwald, B.* Teoria construcţie şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

[4] *Smith, P. H.* Scientific design of exhaust and intake systems. 1968. Robert Bentley Inc. Cambridge, Massachusetts 02139.

[5] *Untaru, M.* Isledovanie vozmojnoati povîşenia economicinosti avtomobilia za sciot usoverşenstvovanie sistemî ohlajdenia. Disertaţie MAMI, Moscova, 1964.

[6] * * *The automobile and air pollution. A program for progress. Part. II U. S. Department of Commerce, December, 1967.

CZ 621.436

Motoare diesel SKL*

Dipl. ing. Hans Joachim WILLMANN – Magdeburg

Tendinţe de dezvoltare şi privire generală asupra programului de livrări de motoare diesel al combinatului SKL. În afara dezvoltării unor noi tipuri de nave, spre exemplu nave pentru containere, se poate observa o creştere a mărimii navelor şi a vitezei de deplasare a acestora chiar şi la navele comerciale maritime. Acest lucru impune unităţi de forţă mai mari pentru maşinile de acţionare. În acelaşi timp însă, pentru optimalizarea exploatării navelor, este necesar ca sălile de maşini destinate agregatelor principale şi auxiliare să fie cît mai mici. Acest lucru priveşte, pe de o parte, lungimea de gabarit a maşinilor, pe de altă parte, la anumite tipuri speciale de nave cum sînt feriboturile, navele de pescuit şi de prelucrare şi navele pentru containere, de asemenea şi înălţimea camerei maşinilor.

Pare secundară aici respectarea criteriului general de greutate al instalaţiilor de forţă. Totuşi nici acest criteriu nu ar trebui să fie subapreciat, în nici un caz tendinţele de dezvoltare. Rezultă astfel pentru producătorii de motoare diesel necesitatea de a se limita volumul constructiv şi greutatea de unitate de putere a motoarelor, pentru a se putea ajunge astfel la o concentraţie ridicată de forţă la instalaţiile de propulsie principale şi la instalaţiile de producere a energiei electrice.

Un alt criteriu important în dezvoltarea exploatării moderne a navelor este limitarea personalului de deservire a maşinilor şi realizarea unei durate maxime de utilizare a instalaţiilor. Lucrul acesta impune un grad ridicat de automatizare, asigurînd totodată şi o perfectă siguranţă de funcţionare şi o durată mare de utilizare a motoarelor. Ultimul punct înseamnă pentru fabricantul de motoare şi posibilitatea de livrare a unor motoare diesel sigure în funcţionare cu instalaţii de comandă la distanţă corespunzătoare pentru diferite scopuri de utilizare şi cu posibilităţi de concentrare a unor instalaţii de sesizare a datelor sau a valorilor de avarie.

---

* Din conferinţa cu acelaşi titlu susţinută de autor la Bucureşti, în octombrie 1970.

În consecință, în rezumat, instalațiile de acționare trebuie să fie :

— în cît mai mare măsură lipsite de un volum mare de operații de întreținere;

— să funcționeze automat;

— să aibă o mare siguranță de funcționare;

— să atingă durate de utilizare mari și adaptate între reparațiile pieselor și ansamblurilor constructive;

— să fie construite necomplicat și astfel să permită o demontare și o montare simplă;

— să fie accesibile din punct de vedere financiar, ca preț de achiziție și de exploatare.

Aici însă trebuie să se atragă atenția asupra faptului că la fiecare proiect care se elaborează trebuie să fie discutată problema raportului dintre prețul de cost și utilitate pe baza criteriilor arătate mai înainte. Nu există deci o soluție standard tehnico-economică.

Aceste condiții menționate, precum și tendințele de dezvoltare în construcția motoarelor diesel, nu privesc numai instalațiile de propulsie în construcția de nave, dar interesează de asemenea și instalațiile staționare de uscat și instalațiile de tracțiune.

Combinatul SKL a folosit aceste constatări pentru lucrările sale de dezvoltare în continuare sau de noi dezvoltări. Calea spre concentrarea puterii a fost realizată în esență prin creșterea presiunii medii efective. În acest fel există o tendință crescîndă privind gradul de încărcare al motoarelor.

Prima generație de motoare a uzinei noastre era caracterizată în esență prin construcția unor motoare cu admisiune normală și cu grade de supraalimentare reduse. Aceste mașini nu mai sînt dezvoltate în continuare.

Cea de a doua generație de motoare este caracterizată printr-un grad de încărcare mai mare cu creșterea presiunii medii. La această generație de motoare, din considerente economice, s-a renunțat la răcirea pistonului și răcirea aerului de suplimentare, în cazul realizării supraalimentării cu o singură treaptă.

Cea de a treia generație de motoare este caracterizată printr-o supraalimentare înaltă, prin presiuni medii de 12—20 kgf/cm^2, la folosirea supraalimentării cu o singură treaptă pînă la limita acesteia, răcirea pistonului și răcirea aerului de supraalimentare.

Este de la sine înțeles că, la dezvoltările în continuare și la dezvoltările noi, vor fi respectate condițiile celor mai importante societăți de clasificare, cum sînt DSRK, Registrul U. R. S. S., Lloyds Register of Shipping, Lloyd-ul german, Det Norske Veritas, Biroul Veritas și American Bureau of Shipping.

Recepția motoarelor se efectuează sub supravegherea acestor organe de clasificare în diferitele uzine ale combinatului.

Se garantează că motoarele diesel pentru tracțiune feroviară satisfac prescripțiile UIC.

Combinatul SKL nu realizează numai dezvoltarea în continuare a motoarelor diesel, dar face eforturi de a oferi agregate complete, adică motoare cu reductoare, respectiv generatoare, precum și rezolvări de sisteme, cum sînt instalații de propulsie principale, parțial sau total automatizate, și instalații de producere a energiei electrice.

S-a arătat [1] oferta de livrare a uzinei de bază din Magdeburg a combinatului SKL, în care sînt cuprinse toate trei generațiile de motoare.

Motorul NVD 36 A—1 W, a cărui dezvoltare între timp sub forma unui motor care necesită puțină întreținere a fost încheiată, este livrabil ca tip de motor NVD 36—2. Acest motor a fost capsulat, iar presiunea medie a fost ridicată pentru motorul supraalimentat la valoarea $p_e = 8{,}3$ kgf/cm^2, respectiv pentru motorul cu admisiune normală la valoarea $p_e = 6$ kgf/cm^2. În perspectivă, acest tip de motor va fi livrat cu o presiune medie de $p_e = 9$ kgf/cm^2. Lucrările de încercări tehnice sînt încheiate. În prezent se efectuează prelucrarea constructivă și dezvoltarea constructivă a agregatelor corespunzătoare (reductoare și generatoare).

Tipul de motor VD 26/20 AL-1 reprezintă primul motor din cea de a treia generație.

Motorul 6 VD 26/20 AL-1, cu $p_e = 13{,}22$ kgf/cm^2, este livrat la o turație de 1 000 rot/min și o putere de 720 CP, din producția de serie. Este pregătită livrarea din producția de serie a aceluiași motor cu $p_e = 16{,}5$ kgf/cm, la aceeași turație și cu o putere de 900 CP.

In condițiile arătate, proba de recepție se realizează ca încărcare nominală cu o supraîncărcare de 10%, iar la fiecare cinci ore funcționează timp de o oră cu 115%. Proba de recepție este efectuată cu un reductor MS 700, construit de VEB Maschinenfabrik Dessau, pentru a se putea pune la dispoziția clientului un reductor care să fie încercat în condiții maxime.

In ciclul de încercări de recepție sînt prevăzute manevre curente de pornire și de schimbare, pentru verificarea rezistenței motorului și a reductorului, efectuate prin intermediul comenzii pneumatice la distanța dezvoltată în acest scop.

Motorul VD 26/20, cu o presiune medie $p_e =$ $= 13{,}22$ kgf/cm^2, este echipat cu pistoane cu suporturi inelare, așa cum se arată în figura 1. Aceste pistoane sînt fabricate în uzina VEB Druckguss und Kolbenwerke Harzgerode din R.D.G. Suportul inelar pentru primul segment al pistonului și serpentina de răsucire destinată răcirii pistonului se găsesc în legătură metalică cu aliajul de aluminiu prin procedeul Alfer. Experiența de exploatare pentru încercarea acestei construcții a dat rezultate excepționale [1]

Motorul VD 26/20, cu o presiune medie $p_e = 16{,}5$ kgf/cm^2, este echipat cu pistoane construite conform figurii 2. Pistonul construit este format dintr-o parte superioară din oțel, care susține segmenții de compresiune 1 și 2, și o parte inferioară din aluminiu, realizată printr-un procedeu de forjare. In acest fel sînt realizate condiții optime, atît din punctul de vedere al uzurii din porțiunea de segmenți a pistonului, cît și din punctul de vedere al încărcării termice și de rezistență, cu condiții optime pentru această presiune medie. Temperatura în primul canal pentru segmenți, datorită sistemului de răcire respectiv, nu este decît de 120°C.

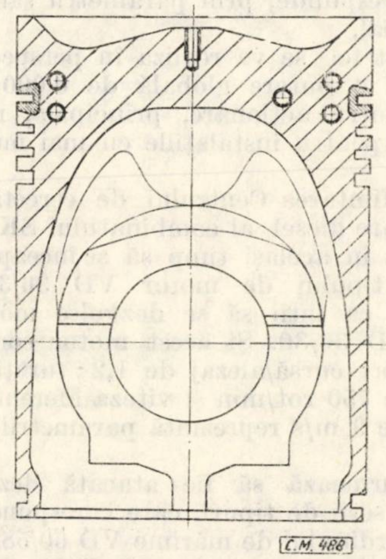


Fig. 1

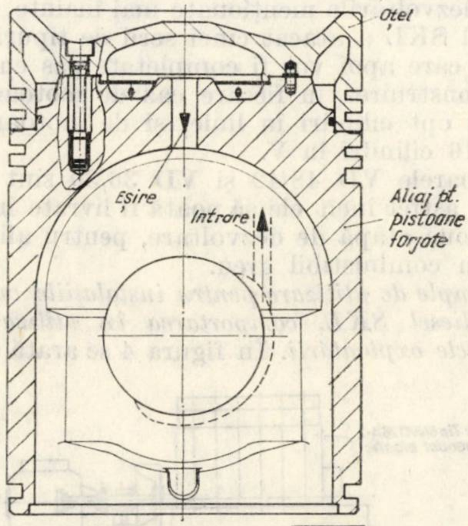


Fig. 2

Trebuie să se menționeze, de asemenea, că pentru această presiune medie mai ridicată se folosește și un răcitor mai mare pentru aerul de supraalimentare, precum și o altă turbosuflantă acționată de gazele de evacuare.

Motorul poate să fie livrat și cu turbosuflante de supraalimentare construite de uzina Kompressorenbau Bannewitz a combinatului, în construcție radială, cum și cu suflante de supraîncărcare ale firmei Hispano Suiza, Franța, precum și BBC, R.F.G., după terminarea dezvoltării respective, astfel ca să se ofere clienților mai bune posibilități și variante de întreținere.

Motorul 8 VD 26/20 se găsește, de asemenea, în prezent în stadiul de încercare și va fi livrat în serie în 1971. Aici vor fi livrabile întîi agregate cu reductor și generatoare la început numai pentru presiunea medie $p_e = 13{,}22$ kgf/cm^2. In perspectivă vor fi realizate, apoi, agregate și pentru o presiune medie mai ridicată.

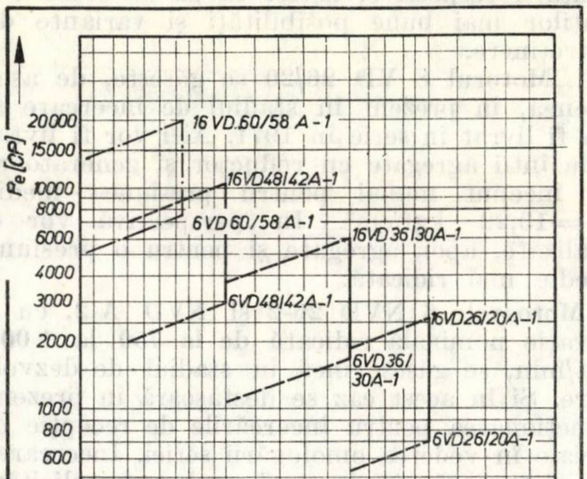
Motoarele 6 NVD 26-2 și NVD A-2, cu o turație nominală ridicată de la 750 la 1 000 rot/min, se găsesc încă în stadiul de dezvoltare. Și în acest caz se desfășoară în prezent funcționarea pentru încercările de recepție oficiale în vederea omologării seriei. Incercarea se efectuează aici în mod analog cu solicitări dure de supraalimentare VD 26/20. Primele livrări în serie ale acestor motoare se vor face încă la sfîrșitul anului 1970. Motorul corespunde, în privința concepției sale de bază, cu motoarele avînd o turație de 750 rot/min, care se găsesc în programul de livrare. Au fost efectuate modificări corespunzătoare în circuitul de răcire și în sistemul de injecție și de supraalimentare.

De asemenea, în corelație cu rezultatele dezvoltării, au fost prelucrate constructiv o serie întreagă de ansambluri funcționale, pentru mărirea valorii de utilizare a acestora.

Aceste măsuri sînt transmise și pe motorul cu 750 rot/min.

Ciclurile de reparație și de întreținere, corespunzător turației nominale mărite cu 25%, se micșorează datorită încărcării mai ridicate (uzură). Acesta este motivul pentru care combinatul SKL a folosit soluția de creștere a presiunii medii în principal și nu soluția de creștere a turației.

Aș dori să atrag aici atenția în mod special asupra motorului 6 VD/8/15, ca motor cu piston plonjor în patru timpi, cu turație ridicată și combustie în antecameră, produs în uzina Elbewerk Rosslau a combinatului SKL, făcînd parte de asemenea din a treia generație de motoare. În prezent sînt livrate motoare și agregate cu o turație nominală de 1 500 rot/min, o presiune medie efectivă de 10,4 kgf/cm^2 și o putere nominală de 330 CP. În prezent motorul se găsește în dezvoltarea sa în continuare, pentru a se obține o concentrație mai ridicată a puterii. Din anul 1971, acest motor va fi livrabil cu o turație nominală de 1 500 rot/min, o presiune medie efectivă de 16 kgf/cm^2, o putere nominală 500 CP și o turație nominală de 1 600 rot/min. În acest fel, motorul corespunde parametrilor comparativi internaţionali. Durata de utilizare între două reparaţii capitale este indicată în prezent la valoarea de 10 000 ore. Masa specifică este de 4,4 respectiv 4,8 kg/CP. Acest motor este livrat, atît ca agregat generator, cît şi ca agregat diesel, pentru tracţiune feroviară sau agregat de acţionare pentru excavatoare.



Tip	Nr. cil.	s/D	W_p(m/s)	p_e(kgf/cm²)
VD 26/20	6–16	1,3	8,7	13,2–16,0
VD 36/30	6–16	1,3	9,0	13,2–18,0
VD 48/42	6–16	1,14	8,0	13,6–18,0
VD 60/58	6–16	1,03	8,6	13,0–18,0

Fig. 3

În figura 3 se prezintă o imagine a programului de perspectivă, respectiv a programului prognozei de dezvoltare a combinatului.

Într-o temă de dezvoltare, care se desfăşoară în prezent, sînt realizate premisele pentru a putea livra motoarele 6 VD/20 cu o presiune medie de $p_e = 20$ kgf/cm². În acest fel, motorul menţionat poate să fie livrat în perspectivă cu o putere nominală de 1 100 CP.

În cadrul acestei teme complexe se desfăşoară şi o serie de alte teme de cercetări, care permit realizarea premiselor pentru dezvoltarea menţionată. De asemenea este prevăzut în programul de perspectivă şi de prognoză dezvoltarea motoarelor 8 VD 26/20 şi 12 VD/20 la presiuni medii efective de 20 kgf/cm².

O altă temă de dezvoltare de la Centrul de cercetări pentru motoare diesel al combinatului se ocupă cu dezvoltarea motorului 12 VD 48/42. Prima treaptă de dezvoltare menţine o presiune medie efectivă pe $p_e = 13{,}6$ kgf/cm² la 500 rot/min, cu o putere cilindrică de 500 CP. Acesta va fi primul motor de 12 cilindri în V al combinatului. Cu un raport cursă alezaj de 1,14, o viteză medie a pistonului de 8 m/s, precum şi cu întreaga sa dimensionare contructivă pentru o presiune medie de $p_e = 20$ kgf/cm², acest motor corespunde, prin parametrii săi, nivelului mondial.

În acest fel se va realiza în perspectivă un motor cu o putere globală de 6 000 CP, ca motor pentru acţionare, principală, respectiv ca motor pentru instalaţiile cu mai multe motoare.

Prin înfiinţarea Centrului de cercetări pentru motoare diesel al combinatului SKL a fost posibil ca în acelaşi timp să se înceapă şi dezvoltarea tipului de motor VD 36/30. Este planificat ca întîi să se dezvolte motorul în linie 6 VD 36/30. Şi acest motor corespunde unui raport cursă/alezaj de 1,2 ; turaţia sa nominală de 750 rot/min şi viteza aferentă a pistonului de 9 m/s reprezintă parametrii la nivel mondial.

Apoi urmează să fie atacată dezvoltarea unei alte serii de tipuri, care corespunde aproximativ ordinului de mărime VD 60/58. Raportul cursă/alezaj nu este încă fixat. Se desfăşoară în prezent cercetări preliminare pentru fixarea temei de dezvoltare. În acest fel se va realiza un motor la care se obţine încă o concentrare a puterii şi care este destinat ca motor de acţionare principal.

Cu dezvoltările menţionate mai înainte, combinatul SKL a atacat cinci serii de tipuri moderne, care apoi vor fi completate pas cu pas, prin construirea în fiecare caz de motoare cu şase şi opt cilindri în linie, şi de motoare de 12 şi 16 cilindri în V.

Motoarele VD 48/42 şi VD 36/30 sînt concepute astfel încît ele să poată fi livrate în cea de a doua etapă de dezvoltare, pentru alimentare cu combustibil greu.

Exemple de utilizare pentru instalaţiile cu motoare diesel SKL, comportarea în utilizare şi rezultatele exploatării. În figura 4 se arată schema de principiu a unei instalaţii de propulsie principală pentru un remorcher fluvial, care a fost proiectată şi livrată de către SKL.

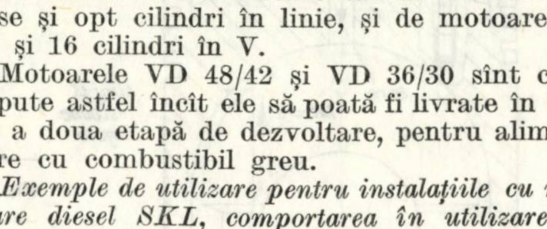


Fig. 4

Aici motorul 6 NVD 26 A–2, cu o turaţie $n = 750$ rot/min, este suspendat elastic, inclusiv volantul şi palierele de sprijin. Ieşirea de la palierele de sprijin se realizează prin intermediul unui arbore de acţionare cu cuplaj cu dinţi, dublu, la un reductor reversibil naval, instalat rigid, de tip MS 400.

Ieşirea de la reductor merge apoi mai departe la arborele elicei. În figura 5 se arată o vedere

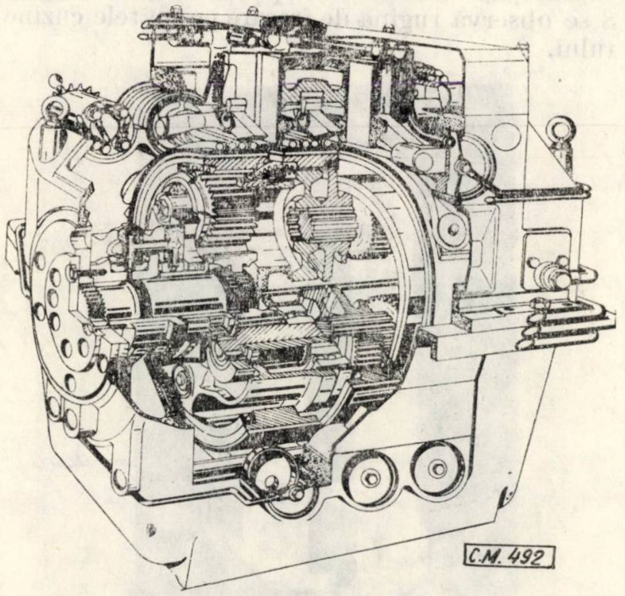


Fig. 5

în secţiune a reductorului naval reversibil MS–400. Reductorul este prevăzut cu o treaptă de mers înapoi, o treaptă de remorcare şi o treaptă de navigaţie liberă. Treptele de transmisiune sînt variabile în limite predeterminate, în funcţie de cazul de utilizare (ca posibilitate de livrare). Remorcherul este prevăzut cu două astfel de instalaţii de propulsie simetrice, care acţionează doi arbori de elice.

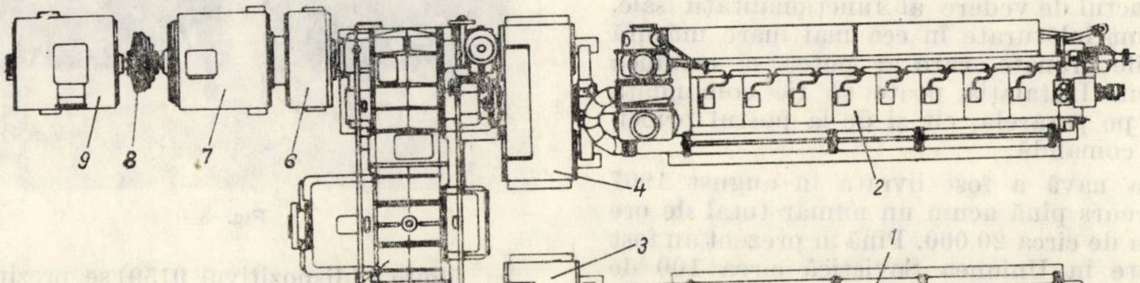


Fig. 6

Prin suspensia elastică sînt excluse toate vibraţiile şi solicitările care provin de la motorul diesel şi care pot să acţioneze asupra bazei constructive a navei şi încăperilor pentru personal. Pînă în prezent pentru Societatea de navigaţie fluvială germană au fost livrate 20 de nave cu 40 de instalaţii de propulsie. În prezent, durata maximă de funcţionare a navelor este de 4000 ore, iar timpul de funcţionare minim – ultima navă – 250 ore. Pînă acum nu s-a produs avarii remarcabile. Avariile ATL, care au apărut iniţial, au fost remediate între timp de către întreprinderea combinatului nostru Bannewitz. În special, lagărul intermediar, cuplajele reductoarelor şi suspensia elastică nu prezintă nici un fel de defecţiuni.

Planul de întreţinere şi de reparaţii, care este o parte componentă a documentaţiei noastre asupra motoarelor, s-a confirmat în duratele de utilizare de pînă acum.

Datorită bunelor rezultate în exploatare ale navelor şi ale instalaţiei de propulsie principale, este planificat din 1971 exportul acestor nave în ţările nesocialiste. Cu această ocazie se va mări puterea instalaţiei de propulsie principale.

Lucrul acesta se va realiza prin folosirea motoarelor 6 NVD 26 A–2, cu $n = 1\,000$ rot/min şi $N = 400$ CP.

În continuare se arată instalaţia de acţionare proiectată de către combinatul SKL, pentru navele de pescuit şi prelucrare tip „Atlantik''. Acest tip de navă este construit de şantierul naval Stralsund. În figura 6 este redată schema de principiu pentru instalaţia de propulsie principală. Aceasta este construită din două motoare diesel 8 NVD 48 A–2 cu 375 rot/min şi cu o puetere de 1 160 CP. Motoarele (1 şi 2) funcţionează prin intermediul unor cuplaje inductive (3 şi 4), construite de VEB ELMO Dessau, acţionînd un angrenaj reductor (5), construit de VEB Maschinenfabrik Dessau. Ieşirea reductorului este legată cu arborele elicei, care la rîndul său este echipat cu o elice cu pas variabil.

Prin intermediul unei acţionări auxiliare prevăzute pe reductor este acţionat, printr-un cuplaj elastic cu ghiare (6), o maşină cu arbore electric trifazat (7). Maşina cu arbore electric trifazat este cuplată prin intermediul unui cuplaj magnetic (8) cu o maşină cu ax electric în curent continuu.

Nava poate să fie manevrată, atît prin turaţia motorului, cît şi cu ajutorul elicei cu pas variabil. La interpretarea cîmpului de caracteristici al elicei, respectiv al motorului, este posibil să se indice conducerii navei o indicaţie de regim de mers economic. În funcţie de necesităţi se poate realiza propulsia cu una sau cu ambele maşini principale. În cazul unei defectări a elicei cu pas variabil, este posibil ca, prin schimbarea distribuţiei acţionării principale la camera maşinilor, să se treacă pe mersul înapoi. În regim de remorcare, prin intermediul acţionării auxiliare cu maşina cu arbore de curent continuu, se asigură alimentarea vinciului pentru plasă. Maşina cu arbore pentru curent trifazat este prevăzută în regim de generator şi pentru descărcarea momentană a reţelei de bord. Din această cauză, maşina funcţionează pe o bară colectoare separată, deoarece ea, din considerente de tehnica reglării, nu poate să funcţioneze în paralel cu restul generatoarelor de bord. În cazul deplasărilor spre zona de pescuit şi în alte cazuri de utilizare speciale este posibil ca, prin intermediul unui agregat de bord, maşina cu arbore trifazic să transmită o putere suplimentară pe arborele elicei.

Şi instalaţia de producere a energiei electrice este livrată de către SKL. În prezent sînt realizate două motoare 6 NVD 36—1 fără suplimentare şi două motoare cu turbosuflantă de supraalimentare acţionată cu gazele de evacuare. În decursul îmbunătăţirii producerii de energie electrică pe navă, prima navă va fi în curînd echipată cu motoare 6 VD 26/20 AL 1 sub forma unui agregat de 600 kVA.

Întreaga instalaţie prezintă un interblocaj din punctul de vedere al funcţionalităţii sale, adică sînt înlăturate în cea mai mare măsură comenzile eronate, care ar putea să conducă la avarii. Instalaţia poate să fie comandată atît de pe pasarelă, cît şi de la postul principal de comandă.

Prima navă a fost livrată în august 1967 şi a parcurs pînă acum un număr total de ore de drum de circa 20 000. Pînă în prezent au fost exportate în Uniunea Sovietică circa 100 de nave.

La o verificare a garanţiei, care a fost efectuată de către colaboratori ai combinatului nostru, navele au avut o durată de funcţionare de circa 6 000—7 500 ore. Pînă acum nu au fost aduse la cunoştinţa combinatului defecţiuni generale ale instalaţiei de propulsie.

Defecţiunile iniţiale, cauzate de ruperea părţilor superioare ale pompelor de injecţie de la propulsorul principal, au putut să fie remediate în scurt timp prin modificarea materialului uzinei furnizoare de accesorii. De asemenea şi deficienţele iniţiale la roţile dinţate prin formare de pitting, în special la arborele intermediar, au putut să fie remediate prin îmbunătăţirea danturii şi realizarea unor tehnologii speciale.

În figura 7 se poate observa cu claritate formarea uzurii de frecare şi a pittingului pe suprafeţele cuzinetului palierului. În figura 8 se observă rugina de frecare pe spatele cuzinetului.

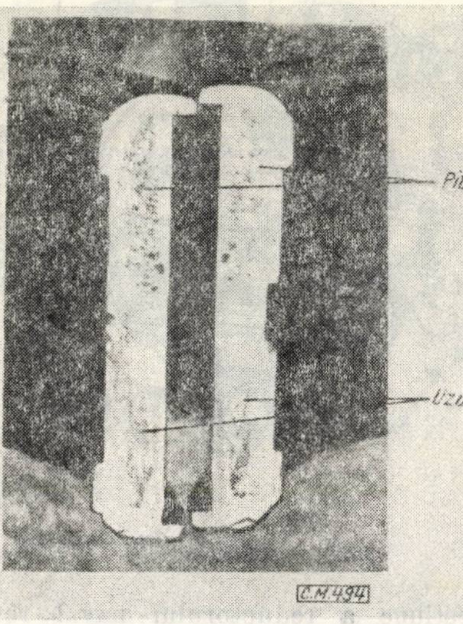


Fig. 7

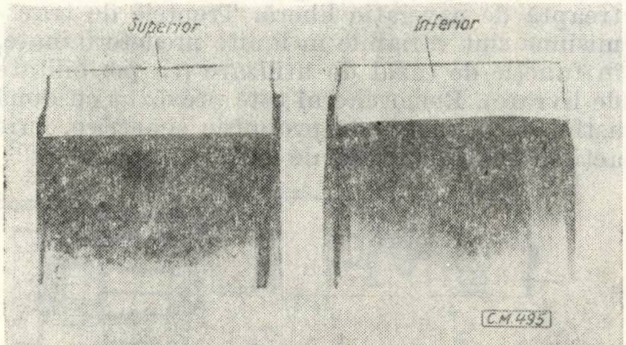


Fig. 8

În figura 9 (dispozitivul 0159) se prezintă un cuzinet spart. Aceasta este defecţiunea principală reclamată de către unul dintre clienţii noştri.

În figura 10 se prezintă un cuzinet de la un palier principal, de la un motor de propulsie principală „Atlantik", după 5 981 ore de funcţionare.

În figurile 11 şi 12 se prezintă de la acelaşi motor, cuzinetul lagărului de bielă superior şi inferior. După folosirea acestor lagăre cu tratament galvanic, aşa cum se observă, a fost îndepărtat unul dintre cele mai importante puncte de reclamaţie.

Ca o dovadă pentru comportarea pozitivă în funcţiune a motoarelor noastre diesel, se

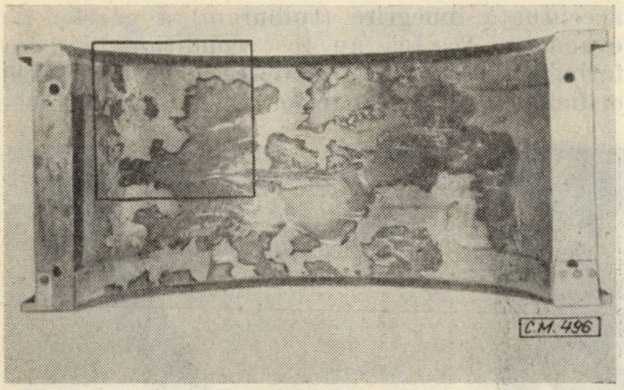


Fig. 9

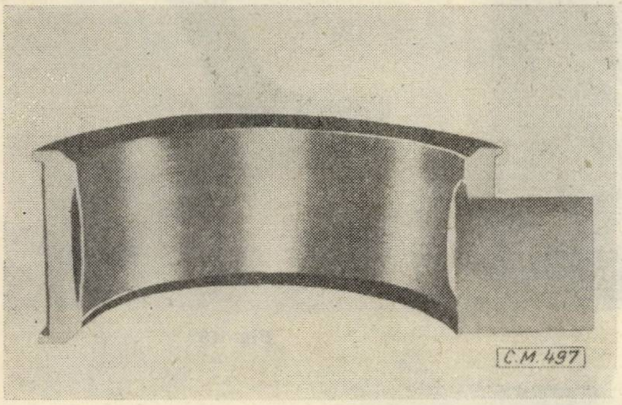


Fig. 10

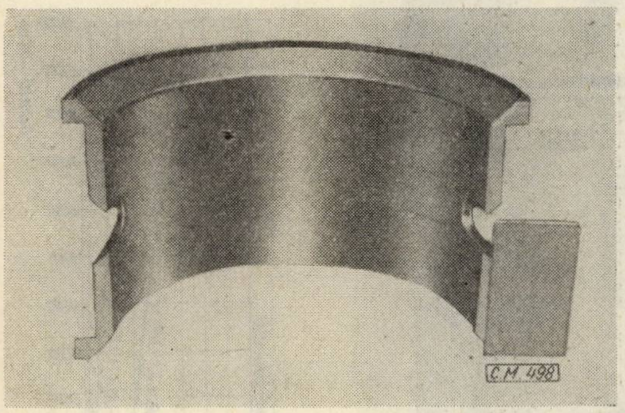


Fig. 11

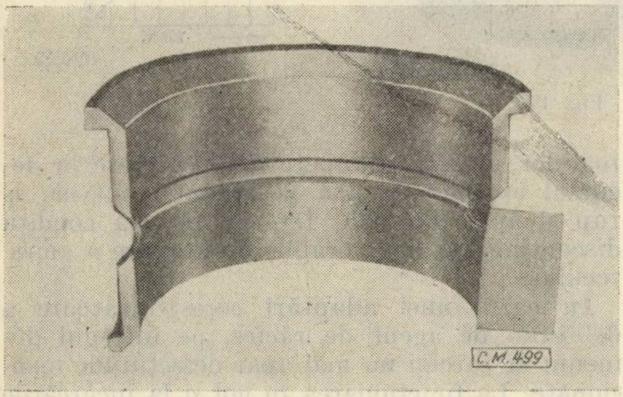


Fig. 12

arată şi alte cîteva elemente principale, la care în parte au existat reclamaţii, după o durată de utilizare de 5 981 ore, provenind dintr-un motor al propulsorului principal pentru o navă „Atlantik".

În figura 13 este arătată o supapă de evacuare. Atît coada supapei, cît şi scaunul nu prezintă nici o defecţiune.

În figura 14 este reprezentat scaunul supapei de evacuare, respectiv se poate observa că, cu excepţia unor mici incluziuni separate de cocs, scaunul ventilului este complet lipsit de orice defect. În figura 15 este reprezentată fotografia supapei de admisiune. Şi aici coada supapei nu prezintă urme vizibile de uzură, nu sînt urme de cocs depus prin cocsificarea uleiului, iar scaunul ventilului nu prezintă nici o defecţiune.

În figura 16 se arată partea dinspre bord a unui piston proaspăt demontat, necurăţat, de la un grup propulsor principal al unei nave tip „Atlantik", după o durată de utilizare de 5 891 ore.

În figura 17 este reprezentată fusta pistonului respectiv.

Din figuri reiese perfecta suprafaţă activă a pistoanelor din aluminiu cu formă bombată ovală. În afară de aceasta se poate observa că pistoanele nu prezintă depuneri apreciabile de cocs de ulei, iar pistonul şi segmenţii raclori de ulei sînt perfect mobili.

Prin rezultatele de exploatare obţinute la instalaţiile propulsoare pentru nave de tip „Atlantik" au fost confirmate în esenţă valorile de uzură stabilite prin încercări. Aceşti parametri au fost trataţi pe larg în lucrarea [1].

În figura 18 este reprezentată dependenţa duratei de utilizare a bolţului piston în funcţie de asperitatea mantalei bolţului. Se poate observa univoc că durata de utilizare creşte apreciabil cu cît asperitatea este mai mică. Prin noul standard de stat al R. D. G. s-a stabilit, pe baza acestor rezultate, începînd din anul 1969, că bolţul pentru piston trebuie să fie realizat cu asperitate de suprafaţă cuprinsă între 0,2 la 0,3 μm. În combinatul SKL se tinde ca prin folosirea unui procedeu de superfinisare să se obţină valori mai bune decît cele prevăzute în standard.

Dintre exemplele de dezvoltare elaborate de SKL reţinem aici o specificaţie de livrare specială pentru motoare diesel SKL.

Clientul nostru din India solicită ca motoarele diesel SKL să poată funcţiona şi cu combustibil de calitate inferioară. Acestea sînt aşa-numitele fuel-diesel pentru marină, un combustibil cu o tendinţă de cocsificare mai ridicată după Conradson, precum şi cu un conţinut de sulf mai ridicat şi viscozitate diferită. De regulă, acest combustibil este realizat din amestecuri de combustibil diesel şi combustibil greu.

Într-o temă de dezvoltare s-a stabilit că motoarele NVD 48—2, NVD 36—1 şi NVD 36—2 sînt adecvate pentru folosirea unor combustibili de acest fel şi fără modificări ale sistemului de injecţie. Aceste cercetări au fost efectuate atît cu un combustibil importat din India avînd Conradson 0,26%, cît şi dintr-un combustibil de amestec realizat în R. D. G., de tip MDF, format din combustibil diesel şi combustibil de încălzire, cu Conradson 1,72.

S-a demonstrat, cu sistemul de injecţie de pînă acum, că în întregul domeniu de sarcini rezultă o înrăutăţire hotărîtoare a parametrilor de consum şi de temperatură, precum şi o accentuată înnegrire (tulburare) a gazelor de evacuare. Acestea au fost condiţionate de o formare puternică de trompete de cocs pe bilele orificiilor pulverizatoarelor de la duzele injectoarelor. Aceste trompete de cocs cresc în decursul exploatării pînă la fundul chiulasei, se rup şi apar din nou. De aici rezultă condiţii discontinue şi nefavorabile de formare a amestecului.

În cazul unei adaptări corespunzătoare a debitului de agent de răcire, pe întregul domeniu de sarcini nu mai apar defecţiunile menţionate. La funcţionarea în gol şi la încărcările cele mai mici apare o uşoară cocsare, care însă

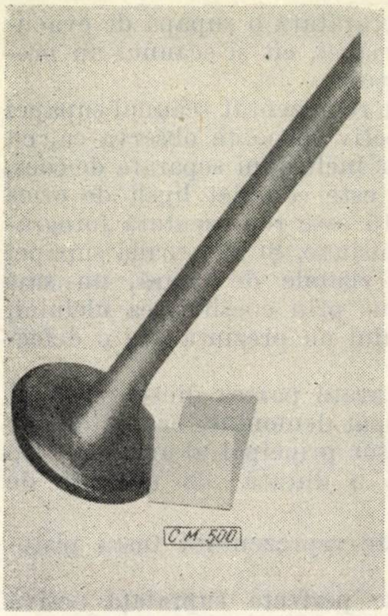


Fig. 13

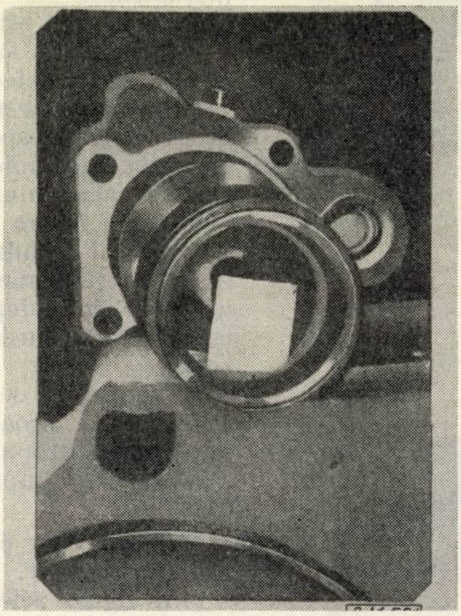


Fig. 14

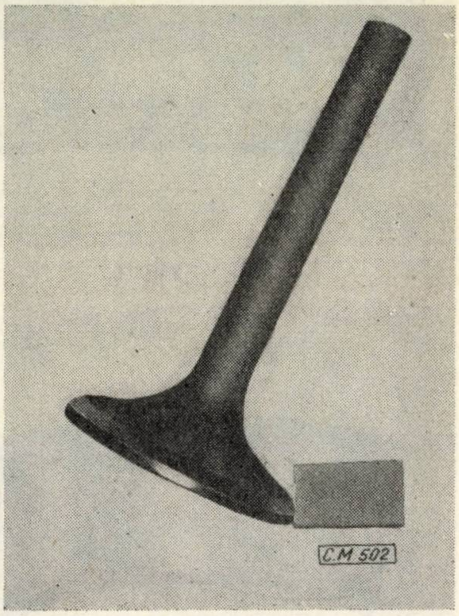


Fig. 15

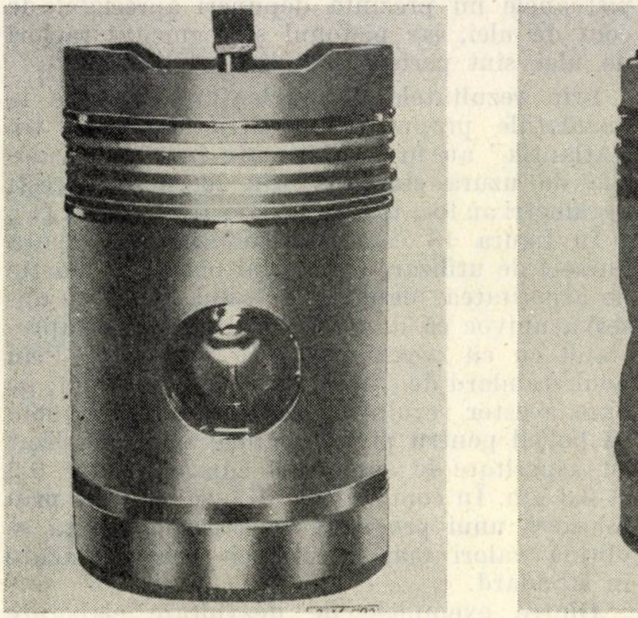


Fig. 16

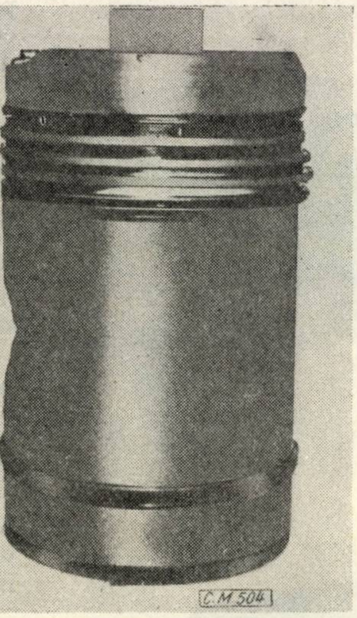


Fig. 17

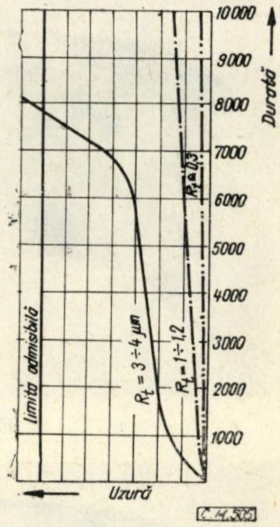


Fig. 18

nu periclitează serios exploatarea motorului. Printr-o durată de regim de plină sarcină de 25 minute se produce o autocurăţare a duzei.

Duzele răcite prezintă pereţi dubli şi sînt răcite cu combustibil. Combustibilul este condus la duză fie printr-o spirală dublă, fie printr-o cameră de răcire.

Combustibilul de răcire este condus printr-un circuit de răcire special, cu control vizual la diferitele duze pentru răcirea acestora, revenind apoi la rezervorul de consum zilnic. Nu s-a putut constata o influenţă a temperaturii combustibilului pînă la 60°C asupra parametrilor motorului.

Lucrul acesta a permis combinatului SKL, pentru cazul India, să proiecteze şi să livreze un circuit de răcire fără răcitor intermediar. Alimentarea circuitului de răcire s-a efectuat printr-o a doua pompă de alimentare cu combustibil, care este instalată într-o construcţie tandem dincolo de pompa de alimentare cu combustibil pentru sistemul de injecţie sau printr-o pompă specială acţionată electric. Debitul de agent de răcire este reglat prin ventile de trecere sau obturatoare, în funcţie de tipul motorului. La cercetări s-a constatat că, la un Conradson mai ridicat, se produce o cocsare mai puternică a duzelor. Din acest motiv, motoarele cu acest sistem de răcire nu au fost admise decît pentru regim de exploatare MDF, care corespunde standardului britanic 28/29 din 1957, clasa B.

Între timp au fost livrate clientului din India motoare principale şi auxiliare fabricate de combinatul nostru, care funcţionează spre deplina satisfacţie a clientului. Regimul de exploatare MDF prezintă avantaje pentru client deoarece acest combustibil pe piaţa mondială este cu circa 10 % mai ieftin decît combustibilul diesel. În acest fel, prin furnitura descrisă, SKL şi-a dobîndit o nouă posibilitate de utilizare a produselor sale.

Combinatul nostru, în afara dezvoltării unor serii noi de motoare şi în afară de dezvoltarea şi proiectarea unor instalaţii automate, este foarte interesat în siguranţa de funcţionare şi dezvoltarea acesteia la motoarele şi instalaţiile respective. Lucrul acesta se exprimă printre altele prin aceea că motoarele şi agregatele nou dezvoltate sînt încercate, pe perioade de funcţionare relativ mari şi în cele mai grele condiţii de încărcare, pe bancul de încercare al secţiei de dezvoltare. Pentru a se obţine o bază de dezvoltare largă, precum şi o apreciere a constanţei de fabricaţie, forţele de cercetare şi de dezvoltare, precum şi constructorii, efectuează de cîţiva ani încercări la client.

În afara cadrului încercării la client, se desfăşoară în combinat, în colaborare cu ramura industrială construcţia de automobile şi cu beneficiarii navelor fluviale şi maritime, o temă de cercetare complexă privind uzura şi siguranţa de funcţionare. În cadrul acestei teme sînt măsurate motoarele de serie în starea de livrare şi după anumite intervale de exploatare. Valorile de uzură determinate astfel şi statistica defecţiunilor la piese şi ansambluri componente sînt supuse apoi unei interpretări atente. Lucrul acesta se va face în viitorul apropiat prin intermediul unor instalaţii electronice de prelucrare a datelor. Din cunoştinţele dobîndite astfel se vor deriva apoi teme de cercetare şi de dezvoltare în continuare.

Ca un ultim punct aş dori să menţionez că şi serviciul de întreţinere la client al combinatului, pentru motoare industriale şi instalaţii industriale SKL, reprezintă o sursă de informaţii importantă. Experienţa şi analizele acestei instituţii a combinatului sînt interpretate în mod curent şi sînt compactate sub forma unor planuri de calitate şi de dezvoltare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Willmann, H. J.* Utilizarea motoarelor SKL pe nave şi pe uscat. În : Construcţia de Maşini, nr. 11, 1970.

Documentare

Automobile Engineer

august 1970

P. W. Glamann. **Un sistem diferenţial de propulsie pentru autocamioane**

Autocamioanele grele moderne trebuie să funcţioneze sigur şi pretind o putere ridicată, neîntreruptă. Noul sistem diferenţial de propulsie diesel — sistemul DD — dezvoltă o putere ridicată continuă, în timp ce performanţele de preţ de cost, greutate şi dimensiuni pe agregat sînt superioare celor realizate de echipamentele competitive. Sistemul poate fi adoptat pe toate vehiculele de transport, de la furgonete la camioane grele, şi pare să fie extrem de durabil. Sistemul DD, adoptat pe o primă unitate de transport, dezvoltă 345 CP, la o cilindree totală a motorului diesel de 11,25 l.

Sistemul DD a fost proiectat şi produs în Anglia (v. Automobile Engineer, mai 1964). Fără ambreiaj şi fără schimbător de viteze, conducătorul alege pur şi simplu modul de funcţionare dorit, pentru distanţe lungi sau scurte. Sistemul DD este alcătuit dintr-un motor diesel supraalimentat, un convertizor de cuplu şi o cutie cu una sau două trepte de viteze de mers înapoi, ca elemente de bază. A fost dezvoltată o variantă nouă de suflantă, de tip Roots, cu un randament total de 0,75. În virtutea caracteristicilor inerente ale sistemului, presiunea de supraalimentare se adaptează ea însăşi la cerinţele de sarcină şi turaţie, fără un mecanism special de control. În figurile 1 *a*, *b*, *c* sînt comparate performanţele de moment motor şi consum specific de combustibil ale unei unităţi echipate cu sistemul DD, de 5,75 l şi cu un motor diesel convenţional de 177 CP. Injecţia de combustibil şi sistemele de ardere sînt similare, dar transmisia la agregatul convențional are zece trepte de viteză, cu dispozitive de sincronizare numai la unele dintre ele și cu un raport total de transmisie de 9,22 : 1. Deși o asemenea transmisie nu realizează siguranța în funcționare și ușurința în manevrare dorite pentru autocamioanele moderne, ea este tipul cel mai răspîndit.

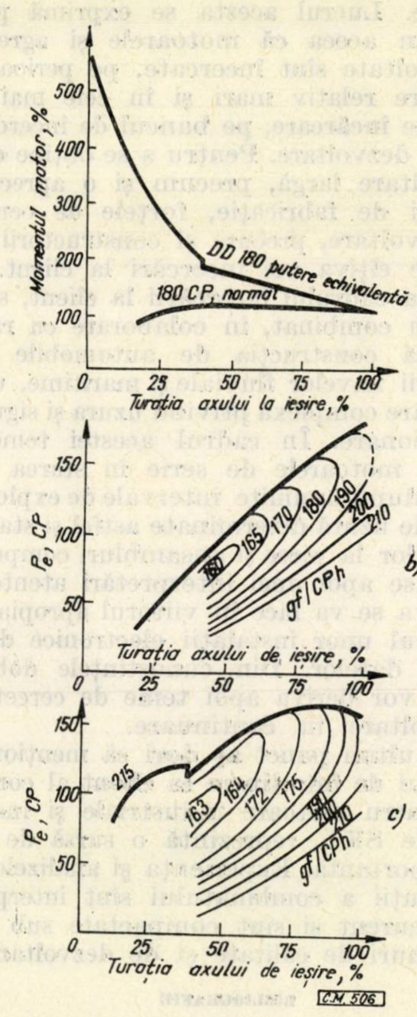


Fig. 1

Întrucît funcționarea la turații reduse este o particularitate a vehiculului echipat cu sistemul DD, durabilitatea este o caracteristică inerentă sistemului.

Prin investigații atente s-au stabilit următoarele prețuri de cost specifice : 0,47 lire lb pentru motor și componentele mecanice ; 1,14 lire/lb pentru turbosuflantă ; 0,71 lire/lb pentru transmisia mecanică ; 0,75 lire/lb pentru componentele generale. Pentru piesele turnate din aliaj de aluminiu prețul specific este amplificat cu un coeficient b :

$$p = (100 + 2{,}5\,a)/(100 + a),$$

unde a este procentul, în greutate, de metal ușor. Pentru comparație s-au utilizat motoare la care raportul putere/greutate este de 0,26 CP/kg.

Noul sistem DD costă cu 1,68 lire/CP mai puțin decît un motor diesel cu transmisie automată care realizează performanțe echivalente. El costă de asemenea cu 0,94 lire/CP mai puțin decît un motor diesel cu zece trepte de viteză, cu acționare manuală, care nu oferă, desigur, aceeași ușurință în manevrare.

B.G.

iulie 1970

Un motor cu ciclul divizat

Motorul cu ardere internă, patentat de J. D. Wishart — Australia, realizează o putere mare pe agregat și gaze de evacuare fără noxe. Aceste calități sînt pretinse deoarece compr marea și arderea se realizează în cilindri separați, iar temp ratura încărcăturii comprimate este controlată, ceea c previne apariția detonației sau a aprinderilor secundar Datorită nivelului ridicat al temperaturii pereților camer de ardere, fenomenul de ,,quench'' este eliminat ; un ameste sărac asigură o ardere completă, în timp ce temperatur relativ redusă a arderii previne formarea de oxizi de azo

Pentru echiparea unui autoturism se propune un motc cu patru cilindri în V, din care doi sînt destinați comprimăr aerului și refulării lui la circa 28 kgf/cm². Un schimbător d căldură controlează temperatura aerului refulat.

Fiecare cilindru de comprimare cuprinde în realitate tr cilindri, în linie, cu alezajele de 127 mm, 70 mm, 38 mm ș cursa comună de 76 mm. Pentru a obține performanța maxim se prevede cîte un schimbător de căldură între cilindrii și 2, precum și între cilindrii 2 și 3.

Combustibilul este injectat spre orificiul de admisiune în aerul refulat, iar amestecul este admis în cilindri destinat producerii lucrului mecanic, aproximativ la punctul mor interior.

Cei doi cilindri de destindere au alezajul de 87,5 mm ș cursa de 76 mm. Încărcătura proaspătă este admisă în cilindı prin supapa de transfer, care nu se deschide înaintea punctulu mort interior. Amestecul este aprins după punctul mor interior, în timpul refulării încărcăturii proaspete. Datorit acestei particularități, o dată amestecul aprins, el poate f sărăcit considerabil. Temperatura pereților se menține l 340—500°C, de aceea se confecționează din oțel refractar

Acest motor este mult mai scump decît unul convențional echipat pentru limitarea produselor nocive din gazele d evacuare. Totuși el suscită interes, ca o soluție care se înscri în acțiunea de combatere a poluării mediului ambiant.

B.G.

august 1970

Jan Norbye. **Motorul Chevrolet Vega 2300**

Pentru motorul unui autoturism mic Chevrolet — 535 kg, patru locuri, două uși — proiectarea a urmărit o performanță egală sau mai bună decît cea realizată de autoturismul Ford, cu șase cilindri, Maverick, și decît cea realizată de Volkswagen 1500 la consumul de combustibil. Pentru atingerea acestor obiective s-a ales soluția unui motor cu patru cilindri, cu o cilindree totală de 2,3 l, cu un singur arbore de distribuție așezat în chiulasă și blocul de cilindri în întregime din aluminiu.

Un motor mai mare prezintă ca avantaj distinct reducerea ciclurilor de uzură și oboseală, deoarece nu funcționează la turații înalte. Totodată, se dispune de o putere mai înaltă pentru necesitățile auxiliare, cum ar fi alimentarea cu aer condiționat, fără a compromite performanțele vehiculului. Aceste motive i-au determinat pe inginerii de la Chevrolet să renunțe la soluția unui motor de litraj redus și turație înaltă, în ciuda promisiunilor făcute privind nivelul redus al consumului specific de combustibil al viitorului motor. Drept rezultat s-a obținut o combinare a unui litraj mare cu un raport final de transmisie mic, fără asemănare, 2,56 : 1.

Compactitatea și rigiditatea sînt particularitățile noului motor. Axele cilindrilor sînt la o distanță de 102 mm, în loc de 112 mm, la motorul cu patru cilindri Nova. Arborele cotit se sprijină pe cinci lagăre ; pereții transversali sînt întăriți, iar mantaua carterului superior este coborîtă cu 63,5 mm sub axa de rotație a arborelui cotit.

Producătorii europeni citează de obicei ca avantaje principale ale soluției ,,un singur arbore cu came în chiulasă'' rigiditatea sporită și forța de inerție redusă a pieselor în mișcare. La sistemul de distribuție cu împingătoare, forța de inerție nu poate fi compensată prin mărirea rigidității arcului de supapă ; rigiditatea maximă a arcului de supapă este limitată de forța de frecare dintre camă și tachet. O rigiditate prea ridicată a arcului va încovoia tijele împingătoare. Dar inginerii de la Chevrolet aleg sistemul cu un singur arbore cu came, în chiulasă, din alte motive. Ei nu și-au propus să utilizeze o soluție de motor cu turația înaltă. De aceea soluția adoptată pentru sistemul de distribuție a atras prin posibilitatea confecționării unui bloc de cilindri ieftin, din luminiu turnat sub presiune. Celelalte avantaje ale soluției u un singur arbore cu came, în chiulasă, au fost considerate a suplimentare și anume : precizia mai înaltă la deschiderea închiderea supapelor, datorită eliminării elasticității tijelor npingătoare și culbutoarelor; practicarea unor orificii de istribuție mai drepte și mai mari, ceea ce îmbunătățește oeficientul de umplere; simetria completă a blocului de ilindri, care produce deformații minime din cauza dilatărilor ermice, astfel încît se reduce uzura oglinzii cilindrului; un reț de cost mai mic prin reducerea numărului organelor de ntrenare a supapelor.

O curea cu dinți interiori, montată la o extremitate a motoului, antrenează arborele cu came și elimină obiecțiile asupra nei surse de zgomot. Canelurile exterioare de pe curea în ormă de V, antrenează pompa de apă și ventilatorul. Cureaua le acest tip s-a dovedit a avea o durabilitate și siguranță n funcționare excelente și este mai simplă decît transmisia prin lanț. Cureaua este confecționată din cauciuc de neopren și este întărită cu 14 fire din fibre de sticlă. În acest caz, fibrele de sticlă sînt mai bune decît cele de oțel întrucît nu ruginesc. Scame de bumbac fixate în neopren ajută la formarea unei bune suprafețe de frecare pentru canelurile exterioare care antrenează pompa și ventilatorul. Cei 91 de dinți de pe fața interioară a curelei, impregnați cu nailon, capătă o rezistență înaltă la uzură.

Producătorii sînt întotdeauna atrași de blocurile de aluminiu datorită construcției ușoare, conductibilității înalte care permite un raport de comprimare ridicat, proprietăților bune de răcire, jocurile mici între piston și cilindru. Totuși, tehnica modernă de turnare a fontei permite confecționarea unor blocuri cu pereți subțiri și grosime uniformă, astfel încît avantajul greutății poate fi anulat. În mod inerent, blocul de cilindri din aluminiu prezintă cîteva dezavantaje : preț înalt, pericol de coroziune, pericol de sudare a chiulasei cu blocul, nivel ridicat al zgomotului mecanic. Proiectanții de la Chevrolet consideră că aceste dezavantaje au fost depășite la motorul Vega 2300 și pretind chiar că au realizat un cost mai mic decît cel corespunzător unui bloc de cilindri din fontă, de dimensiuni comparabile. Această realizare pare să fie de necrezut, știind că prețul aluminiului este mai înalt decît al fontei, dar ea este explicată prin costul mai redus al prelucrării, care rezultă din utilizarea metodei de turnare sub presiune. Particularitățile tehnice ale soluției sînt : precizia metodei de turnare și utilizarea unui aliaj de siliciu pentru mărirea rezistenței la uzură a cilindrului. Acest aliaj, care s-a obținut după mulți ani de cercetare, constă din 78% aluminiu, 17% siliciu, 4% cupru și 0,5% magneziu. Pe baza unui tratament electrochimic nou, sînt evidențiate particulele dure de siliciu care asigură o suprafață rezistentă la uzură cu pungi microscopice în care este reținut uleiul. Pistonul este supus de asemenea unui tratament electrochimic, patentat de laboratoarele de cercetare de la G.M. Se aplică inițial un strat de zinc, urmat apoi de unul de cupru. Stratul principal este cel de al treilea, care constă din fier dur, de 19 μm grosime. Ultimul strat superficial este format din staniu. Straturile de zinc și cupru sînt necesare pentru a asigura aderența fierului, în timp ce staniul previne coroziunea. Blocul de cilindri este cu 23 kg mai ușor decît cel din fontă utilizat la un motor cu patru cilindri în linie, de 2,5 l.

Chiulasa are un grad înalt de complexitate, din care cauză este dificil de confecționat prin turnare sub presiune. Ca urmare s-a renunțat la realizarea ei din aluminiu. Confecționarea chiulasei din fontă asigură o silențiozitate și rigiditate superioare. Camera de ardere, plasată în întregime în chiulasă, este de tipul deschis (fără praguri de turbulență — n.n.), pentru a elimina suprafața de ,,quench'' și a micșora raportul suprafață-volum, ceea ce reduce la minimum emisiunea de noxe. Raportul suprafață-volum este 5,9 în comparație cu 7,7 la motorul L—4 de 2,5 l. De altfel realizarea unui nivel minim de noxe a fost un obiectiv principal al proiectării. De aceea s-a adoptat un raport $(S/D) = 1{,}04$. Raportul de comprimare este 8. Motorul pretinde benzină de CO—9 l.

Din cauza măririi cursei pistonului și a plasării arborelui cu came în chiulasă, înălțimea motorului este relativ mare, iar filtrul de aer trebuie plasat lateral.

Instalat pe vehicul, motorul dezvoltă 80 CP la 4 400 rot/min, iar momentul motor maxim este de 16,5 kgfm la 2 800 rot/min.

Înaintea montării motorului Vega 2300 pe autoturisme, el a fost supus probelor de banc și cale — 240 de itinerarii în diferite părți ale lumii, în condiții de climă caldă și rece, umedă și uscată — care însumează 6 milioane mile. Din acestea, 5 milioane mile reprezintă încercări simulate. Se pretinde că severitatea încercărilor este de trei ori mai mare decît aceea la care supune orice posesor autoturismul său.

B.G.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 11, 1970

V. A. Kercer și M. I. Podșcekoldin. **Studiul jocului dintre piston și cămașa cilindrului.**

Se prezintă o metodă de măsurare a jocului relativ dintre piston și peretele cilindrului la funcționarea unui motor cu dimensiunile fundamentale 120 × 140 mm.

S-au utilizat traductoare cuprinzînd pîrghiile în consolă, de oțel, 1 și 2 (fig. 1), cu un capăt fixat pe suprafața interioară a pistonului și cu celălalt sprijinit pe cilindru. În ambele părți ale pîrghiilor sînt lipite mărci tensometrice, conectate la puntea de măsurare a amplificatorului de mărire a sensibilității și de compensare termică parțială. Forma și mărimea tensiunii preliminare a traductoarelor au corespuns unei caracteristici liniare. Frecvența de lucru a dispozitivului s-a ridicat la 1 kHz, frecvența proprie a traductoarelor fiind de 1,2—1,5 kHz.

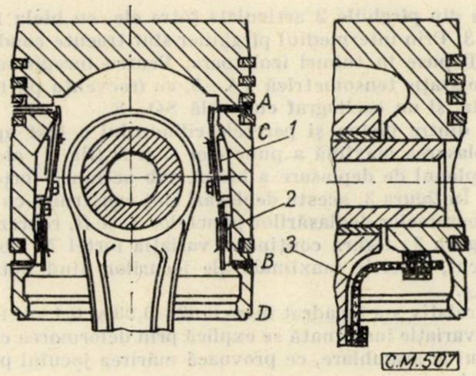


Fig. 1

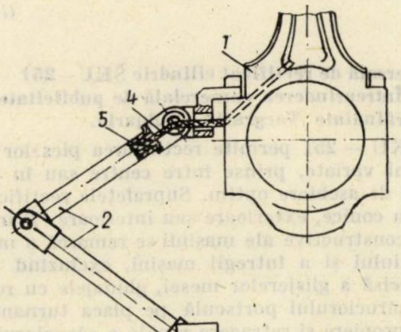


Fig. 2

Toate traductoarele au fost plasate în planul de mișcare al bielei. În vederea măririi siguranței de funcționare și a evitării deformațiilor locale ale cilindrului, s-a dispus o pereche de traductoare deasupra segmentului de ungere superior, iar cealaltă pereche — dedesubtul segmentului de ungere inferior. Legătura electrică a traductoarelor cu aparatura de înregistrare a fost realizată prin arcurile cilindrice spirale de oțel 3 dintre piston și bielă și printr-un captator de curent electric. Arcurile 3 au fost montate în tuburi de ftoroplast sau de policlorură de vinil cu pereţi subţiri, fixate pe umerii pistonului şi pe bielă în bucşe de cauciuc. S-a utilizat sîrmă de 0,27 mm, diametrul de înfăşurare fiind de 1,8 mm.

Partea mecanică a captatorului de curent (fig. 2) este alcătuită din pîrghiile 2 articulate între ele, cu biela 1 şi cu carterul 3. Prin intermediul pîrghiilor sînt trecute conductoarele 4, dispuse în tuburi izolatoare. Pentru înregistrare s-a utilizat o staţie tensometrică TA—5, cu frecvenţa purtătoare de 7 kHz, şi un oscilograf cu buclă SO—8.

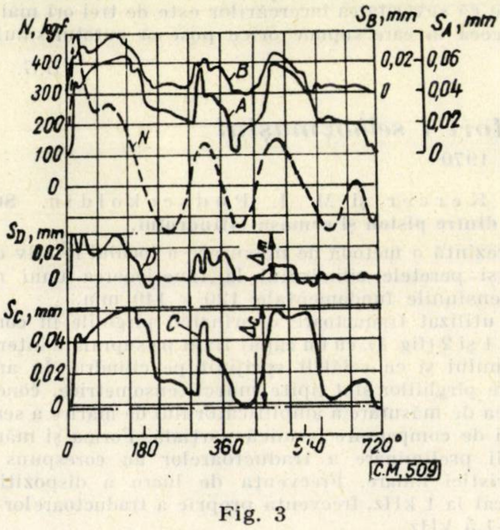


Fig. 3

Jocul dintre piston şi peretele cilindrului a fost apreciat prin deplasarea maximă a punctelor *C* şi *D* (fig. 1) ale mantalei în planul de deplasare a bielei, sub acţiunea forţei normale *N*. În figura 3, aceste deplasări sînt construite cu ajutorul oscilogramelor deplasărilor punctelor *A* şi *B*, reprezentate tot în figura 3; figura conţine şi variaţia forţei *N*, obţinută prin calcul, valorile maximale ale jocurilor fiind notate cu Δ_m şi Δ_c.

Jocul relativ s-a încadrat între 0,02—0,03 şi 0,1—0,11 mm. Această variaţie însemnată se explică prin deformarea cămăşii cilindrului la asamblare, ce provoacă mărirea jocului prescris la montaj.

Determinarea jocului în punctul *C* permite să se aprecieze justeţea alegerii conicităţii mantalei.

G.Z.

Maşina universală de rectificat cilindric ŠKU—251 — Prospect elaborat de Întreprinderea comercială de publicitate şi propagandă în străinătate Torgrafik, Bulgaria.

Maşina ŠKU — 251 permite rectificarea pieselor de forme şi dimensiuni variate, prinse între centre sau în universal, cu un regim de aşchiere optim. Suprafeţele rectificate pot fi cilindrice sau conice, exterioare sau interioare. Printre particularităţile constructive ale maşinii se remarcă o mare stabilitate a batiului şi a întregii maşini, excluzînd vibraţiile, execuţia precisă a glisierelor mesei, ghidajele cu role pentru deplasarea căruciorului portsculă pe placa turnantă, mecanismul de apropiere şi retragere rapidă a căruciorului, blocul independent de comandă hidraulică a cărui demontare nu necesită desfacerea conductelor.

Masa superioară poate oscila sub un unghi maxim de 3° în sensul acelor de ceasornic şi de 11° în sensul invers. Păpuşa fixă poate fi rotită cu 30° într-un sens sau într-altul. Arborele său este montat pe rulmenţi de precizie şi antrenat de o instalaţie electrică ce cuprinde un motor de curent continuu, un redresor cu seleniu şi un potenţiometru magnetic.

Căruciorul portsculă se deplasează după necesitate în două plane. Instalaţia hidraulică ce asigură mişcările pregătitoare şi avansul periodic transversal al căruciorului comandă şi deplasarea alternativă a mesei.

Păpuşa fixă asigură presiunea constantă de fixare a piesei prelucrate. Arborele său poate fi deplasat manual sau hidraulic, fiind blocat automat în poziţia de lucru şi în poziţia d retragere externă.

Principalele mişcări de lucru sînt: rotirea pietrei de rectificat la două turaţii, rotaţia piesei prelucrate la turaţie continuu variabilă, deplasarea manuală a mesei la două vitez (de apropiere şi fină), avansul manual al căruciorului la dou viteze, deplasarea hidraulică a mesei în reglaj continuu c inversarea instantanee a sensului sau după reţinere în poziţi extremă pe o durată de maximum 5 s, deplasarea hidraulic rapidă a mesei independent de reglajul prealabil al viteze de lucru, apropierea şi retragerea rapidă a căruciorului avansul automat al căruciorului.

În afară de accesorii standard (piatră PVD 350 × 40 × 127 platoul pietrei, şaibă de curea pentru reglarea turaţiei pietre în funcţie de gradul său de uzură, dispozitiv de corectare mecanism de echilibrare a pietrei, chei), maşina este dotat la cerere cu accesorii suplimentare. Astfel, există posibilitate de utilizare a unui dispozitiv de rectificat interior fără ax, montat pe cărucior şi a unor axe de rectificare interioară la diametrul de 65 mm şi lungimea de 250 mm. De asemenea, se pot comanda dispozitive de corectare a pietrei sub un unghi sau o rază date, în vederea rectificării simultane a suprafeţelor conice şi cilindrice sau concave şi convexe. Alte accesorii suplimentare sînt dispozitivul de alimentare cu lichid de răcire, dispozitivul automat de separare magnetică a şpanului din acest lichid, linete, comparatorul, indicatorul unghiular de precizie etc.

În figura 1 se prezintă vederea de ansamblu a maşinii: *1* — volant pentru deplasarea longitudinală a mesei; *2* — levier de fixare a opritorului mesei; *3* — levier pentru deplasarea rapidă a mesei; *4* — buton pentru reţinerea mesei în poziţia de inversare spre stînga; *5* — comanda avansului periodic automat la fiecare cursă a mesei; *6* — comanda reglajului vitezei de corectare a pietrei; *7* — pedală pentru deblocarea hidraulică a păpuşii mobile; *8* — schimbător de viteze pentru rectificare şi corectare; *9* — reglajul vitezei în timpul verificării; *10* — buton pentru reţinerea mesei în poziţia de inversare spre dreapta; *11* — manetă de deplasare a mesei şi de apropiere rapidă a căruciorului; *12* — manetă de comutare a comenzii electrice şi de blocare a căruciorului în timpul rectificării interioare; *13* — buton pentru oprirea generală; *14* — lumină de control; *15* — întreruptor de lichid de răcire; *16* — manetă de comutare a comenzii manual-hidraulic; *17* — buton de comandă a instalaţiei hidraulice; *18* — buton de comandă deplasare-oprire a căruciorului; *19* — buton de comandă deplasare-oprire a piesei rectificate; *20* — şurub de reglaj al opritorilor mesei; *21* — levier de deblocare a păpuşii mobile; *22* — levier de blocare a păpuşii mobile; *23* — reglajul avansului automat al căruciorului; *24* — manetă de comandă a avansului în impulsuri al căruciorului; *25* — volant pentru avansul manual; *26* — robinet

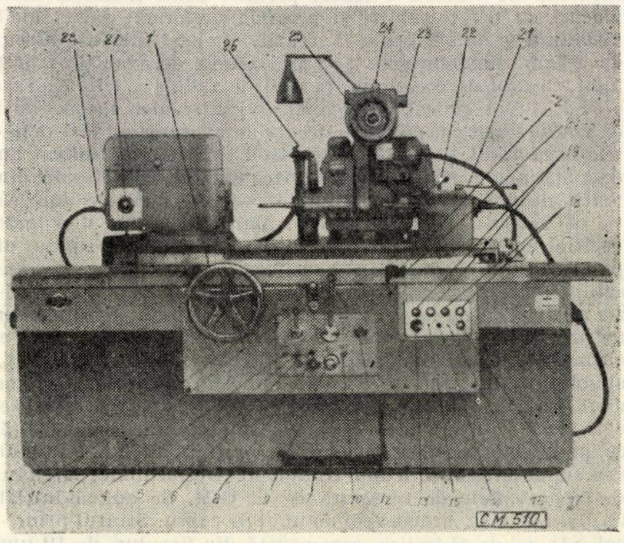


Fig. 1

pentru lichidul de răcire la rectificarea exterioară; *27* — reglajul turaţiei piesei rectificate; *28* — robinet pentru lichidul de răcire la rectificarea interioară.

Caracteristicile tehnice ale maşinii sînt următoarele: înălţimea centrelor — 150 mm; distanţa dintre centre — 710 mm; diametrul maxim de rectificare — 300 mm la exterior, 220 mm la interior; diametrul maxim în linetă deschisă * — 65 mm; diametrul maxim în linetă închisă * — 105 mm; lungimea maximă de rectificare * — 630 mm; adîncimea maximă de rectificare ** — 135 mm; greutatea maximă a piesei ** — 100 kg; deplasarea longitudinală maximă a mesei — 675 mm; deplasarea manuală a mesei — 24 mm rapid, 5 mm lent; viteza de deplasare hidraulică continuu variabilă a mesei — 0,1 la 8 m/min; dimensiunile căruciorului — diametru 350 mm, lăţimea 40 (63) mm, alezaj 127 mm; diametrul minim admisibil al pietrei — 260 mm; turaţia pietrei — 1 950 şi 2 180 rot/min; deplasarea transversală maximă a căruciorului — 235 mm; deplasarea transversală rapidă a căruciorului — 50 mm; deplasarea transversală normală a căruciorului la o rotaţie a volantului — 0,5 şi 2 mm; diviziunea cadranului de avans transversal — 0,005 şi 0,02 mm; avans transversal minim — 0,0025 mm; turaţia arborelui păpuşii fixe în reglaj continuu — 50 la 400 rot/min; conul arborelui păpuşii fixe şi al vîrfului păpuşii mobile — Morse 4; cursa vîrfului păpuşii mobile — 35 mm; turaţia dispozitivului de rectificare interioară — 10 000 rot/min; presiunea uleiului în sistemul hidraulic — 8 la 10 kgf/cm^2; debitul pompei hidraulice — 35 l/min; debitul pompei de ungere — 1 l/min; turaţia şi puterea motoarelor electrice — la antrenarea pietrei 1 440 rot/min şi 4 kW, la antrenarea axului de rectificare interioară 2 800 rot/min şi 1,1 kW, la antrenarea piesei 300 — 2 500 rot/min şi 0,76 kW, la antrenarea pompei hidraulice 900 rot/min şi 1,5 kW, la antrenarea pompei de ungere a palierelor, la comanda separatoarelor şi la ungerea glisierelor longitudinale 1 390 rot/min şi 0,08 kW; lungime — 2 430 mm; lăţime — 1 870 mm; înălţime — 1 650 mm; gabarit în poziţiile extreme — 3 100 × 2 120 × 1 650 mm; greutatea cu echipamentul electric şi accesorii — 3 780 kg.

G.Z.

Implement tractor

nr. 7, 1970

Minitractoare electrice

Firma General Electric, S.U.A., a anunţat introducerea în fabricaţie a trei tipuri de minitractoare acţionate electric: E—12, E—15 şi E—20. Aceste minitractoare sînt echipate cu motoare electrice de curent continuu alimentate cu energie electrică de la şase baterii de acumulatoare de 6 V. Puterea pe care o dezvoltă este de 10, 12 şi 14 CP, iar greutatea de circa 360, 385 şi 405 kgf.

O baterie asigură deplasarea tractorului pe o distanţă totală de 36 km, după care se reîncarcă la o priză de curent electric cu tensiune de 115 V şi intensitatea de 15 A.

Instalaţia de încărcare este montată pe tractor, iar operaţiunea durează 5 ore. Termenul de garanţie este de 1 an pentru tractor şi 5 ani pentru baterii.

O.M.

S-h. Express-Informaţia

nr. 18, 1970

Maşini noi pentru recoltat cartofi

În R. S. Cehoslovacă a fost construită la uzina — Agrostroj Icine, maşina de recoltat cartofi 2 VBx1, purtată pe tractorul de tip Zetor. Maşina lucrează pe patru rînduri în culturi de cartofi pe soluri uşoare şi mijlocii, la distanţe dintre rînduri de 62,5—65,0 cm, fiind deservită în lucru de un singur om — tractoristul.

Maşina are în partea din spate două roţi de sprijin cu pneuri, iar în faţă o roată de dirijare care reglează în acelaşi timp şi adîncimea de lucru a brăzdarelor.

Organele active principale sînt brăzdarele, elevatorul în trepte şi transportorul transversal.

Brăzdarele, confecţionate din oţel de calitate superioară, călit, sînt aşezate sub un unghi de 15° faţă de sol.

Elevatoarele, care separă tuberculii de pămînt, sînt construite din benzi cu vergele. Pentru preîntîmpinarea avariilor la elevatoare şi mecanismele în mişcare, sînt prevăzute cuplaje cu mufe de siguranţă. Toate organele în mişcare sînt prevăzute cu rulmenţi pe bile.

Pentru punerea roţilor în poziţie de lucru sau în poziţie de transport sînt prevăzute mecanisme hidraulice.

Dimensiunile de gabarit ale maşinii sînt:

— lungimea . . . . .4,55 m;
— lăţimea. . . . . .1,90 m;
— înălţimea . . . . .1,15 m.

Greutatea maşinii este de 950 kgf, productivitatea 0,35 ha/h, viteza de transport 15 km/h, iar viteza de lucru 4,7 km/h.

Compania naţională pentru dezvoltarea cercetărilor din R.S.C. a construit o combină autodeplasabilă pentru recoltat cartofi cu separarea cartofilor de pămînt, automatizată.

Cartofii recoltaţi de combină sînt curăţaţi de bulgări de pămînt şi pietre cu ajutorul celulelor fotoelectrice. După eliberarea de corpurile străine tuberculii sînt dirijaţi de nişte degete din cauciuc pe transportor care îi încarcă în remorcă.

O. M.

Landmasch. Fachbetr.

nr. 7, 1970

Tendinţe noi în construcţia tractoarelor agricole

În prezent se constată o tendinţă generală de creştere a puterii medii a tractoarelor în toate ţările industriale. În S. U. A., puterea medie este de 65 CP, în Suedia în anul 1968 era de 56 CP, iar în R. F. a Germaniei este cu 12—20 CP mai mică decît în S. U. A., Suedia şi Anglia. Valoarea medie a crescut însă în ultimii ani şi în R. F. a Germaniei cu 1,4—2,4 CP/an. În 1964 valoarea medie era în R. F. a Germaniei de 32,3 CP, iar în 1969 aceasta sporise la 43,5 CP, cifre care confirmă dezvoltarea sectorului agricol.

Industria de specialitate, adaptîndu-se cerinţelor din agricultură, s-a concentrat cu consecvenţă asupra tractoarelor cu puteri cuprinse între 32 şi 80 CP, tractoarele cu puteri mai mici sau mai mari decît acestea fiind considerate ca aparţinînd unor ramuri speciale de mecanizare sau unor întreprinderi specializate.

În legătură cu folosirea tractoarelor cu patru roţi motoare opiniile diferă pe plan mondial.

De exemplu, după expoziţia de la München, tractoarele cu patru roţi motoare au devenit o modă pe piaţa germană, în timp ce pe piaţa mondială se mai consideră şi acum că tractoarele, chiar cele ce depăşesc 125 CP, pot fi folosite economic cu acţionare pe puntea din spate. Pentru condiţii grele de lucru este recunoscută importanţa acţionării pe toate roţile, însă trebuie să se analizeze dacă beneficiul adus de forţa de tracţiune respectivă se găseşte într-un raport favorabil cu cheltuiala efectuată prin achiziţionarea unui asemenea tractor.

În domeniul construcţiei motoarelor de tractor se pune accentul în continuare pe motoarele diesel în patru timpi. Turbinele cu gaze, motoarele cu pistoane rotative sau cu acţionare electrică sînt rezervate încă viitorului îndepărtat. Pe piaţa mondială concurează actualmente răcirea cu apă şi răcirea cu aer.

Umplerea cilindrilor va fi luată în considerare din ce în ce mai mult şi la motoarele diesel destinate tractoarelor.

Cutia de viteze convenţională, cu mai multe trepte, predomină în continuare pe piaţă. Introducerea acţionării fără trepte, mecanică sau hidrostatică, depinde de situaţia forţei de muncă.

Cuplajul rapid va fi folosit tot mai mult la tractoare. Cu cît puterea tractorului va fi mai mare şi cu cît vor spori dimensiunile de gabarit ale maşinilor agricole purtate şi tractate, cu atît va fi mai multă nevoia de cuplaje rapide. Acest lucru este necesar atît din punct de vedere al economisirii muncii cît şi al exploatării utilajelor. În curînd cuplajele rapide vor face parte din echipamentul normal al tractoarelor.

O. M.

---

* La rectificare exterioară.
** La rectificare interioară.

Cronică

Conferința națională de tehnologii neconvenționale în prelucrarea metalelor

14—16 octombrie 1971 — Timişoara

— Conferinţa naţională de tehnologii neconvenţionale în prelucrarea metalelor 1971 va avea loc între 14 şi 16 octombrie 1971, la sediul Institutului politehnic-Timişoara, Facultatea de mecanică, Bd. Mihai Viteazul nr. 1.

— Obiectul Conferinţei îl constituie preocupările privind prelucrarea metalelor prin eroziune: electrică, electrochimică, cu plasmă, cu flux de electroni sau ioni, cu laseri, cu ajutorul oscilaţiilor ultrasonice şi alte metode de prelucrare înrudite din punctul de vedere al fenomenelor fundamentale utilajului şi tehnologiei de prelucrare.

— Desfăşurarea Conferinţei va avea loc conform programului detaliat care va fi difuzat pînă la data de 1 septembrie 1971.

— Cu prilejul Conferinţei se intenţionează şi organizarea unei expoziţii cuprinzînd realizări tehnice (utilaje, aparatură, produse caracteristice), prospecte, publicaţii de specialitate din domeniul prelucrărilor neconvenţionale ale metalelor.

Instituţiile sau persoanele care doresc să participe la lucrările Conferinţei, dar nu au primit invitaţii, sînt rugate să se adreseze Comitetului de organizare al CNTN-1971.

— Comitetul de organizare CNTN — 1971, preşedinte prof. dr. ing. A. Nanu, Institutul politehnic-Timişoara, Bd. Mihai Viteazul nr. 1, Timişoara, România.

Leipzig — martie, 1971

În luna februarie a. c., Ambasada R. D. G. a organizat la Bucureşti o conferinţă de presă în legătură cu deschiderea Tîrgului Internaţional Leipzig 1971 — ediţia de primăvară. În expunerile prezentate cu această ocazie, s-a subliniat că tradiţionalul tîrg de primăvară de la Leipzig. se va desfăşura sub lozinca „Pentru comerţ mondial şi progres tehnic", la care vor participa pe o suprafaţă de expunere de 350 000 metri pătraţi, circa 9 500 expozanţi din 65 de ţări, cu cele mai noi produse din industria constructoare de maşini şi cea a bunurilor de larg consum.

O pondere însemnată va avea ramura de maşini-unelte şi scule şi ramura de maşini textile cu expozanţi din 19 ţări şi ramura de metalurgie cu expozanţi din 18 ţări.

Ţările socialiste au fost reprezentate la acest tîrg prin 6 500 expozanţi pe circa 285 000 de metri pătraţi din suprafaţa de expunere—din care 4200 expozanţi cu peste 245 000 metri pătraţi din R.D.G.

Peste 90 la sută din produsele expuse la Tîrg de ţara noastră provin din ramuri tehnice. Principalele exponate vor fi maşinile, echipamentele şi aparatura specială. În pavilionul 12 din incinta Tîrgului, întreprinderea Maşinexport va prezenta 19 tipuri de maşini-unelte, standul acestei ramuri fiind mai mare decît în anii precedenţi. Vor fi expuse aici maşini universale de găurit, strunguri de precizie, maşini de rectificat filet, prese, maşini de găurit şi frezat orizontal. În afară de aceasta, Maşinexport va participa şi în ramura electrotehnică, electronică (pavilionul 18), unde vor fi expuse motoare electrice, transformatoare şi diferite tipuri de aparate de sudură.

. Impresionantă va fi şi oferta romînă pe terenul de sub cerul liber. Aici, pe o suprafaţă de 530 metri pătraţi vor fi expuse produse din ramura maşinilor de construcţii şi a instalaţiilor de transport.

RDG va oferi pe o suprafaţă de 245 000 mp. produse de un înalt nivel tehnic. Astfel industria constructoare de maşini-unelte care se axează pe sisteme cu adaptabilitate flexibilă la probleme de prelucrare respectivă va prezenta diferite produse care au dovedit o eficienţă superioară. Întreprinderea de stat GISAG, Leipzig combinat pentru produse şi echipamente de turnătorie, va prezenta noi căi şi soluţii eficace pentru construcţia turnătoriilor. Tehnica agrară şi alimentară va oferi soluţii de sisteme extinse pînă la cea de-a doua etapă de prelucrare. O organizare eficientă a proceselor de planificare, conducere şi producţie este astăzi de neimaginat fără aplicarea tehnicii informaticii. De aceea ponderea ofertei de electronică a Republicii Democrate Germane la Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an va reveni sistemelor de informatică.

URSS va ocupa o suprafaţă de expunere de 13 000 metri pătraţi. În cadrul unei expoziţii colective reprezentative din pavilionul Uniunii Sovietice, 23 întreprinderi de comerţ exterior vor prezenta aproximativ 4 500 exponate de un înalt nivel tehnic. Ponderea ofertei sovietice va constitui-o maşinile-unelte, produse din metalurgie, construcţia aparatelor ştiinţifice şi ramurile electronicii şi electrotehnicii.

Republica Populară Polonă va expune produse tehnice pe o suprafaţă de 6000 metri pătraţi. Un sortiment reprezentativ de produse ale industriei constructoare de maşini va fi expus în pavilionul 1 de către Republica Socialistă Cehoslovacă. Ponderea la Tîrg a Republicii Populare Ungare, care va expune prin intermediul a 30 de întreprinderi de comerţ exterior pe o suprafaţă de expunere de 3600 metri pătraţi, va forma standurile ramurilor de tehnică a automatizării şi electrotehnicii. Pe o suprafaţă de 2300 metri pătraţi, Republica Populară Bulgaria va oferi articole tehnice şi bunuri de consum, prezentînd ca noutăţi, între altele, aparate termice de copiat şi maşini de calculat. Circa 50 de întreprinderi industriale şi firme de export şi import din Republica Socialistă Federativă Jugoslavia vor expune pe o suprafaţă de 2500 metri pătraţi. Republica Democrată Vietnam va participa şi de data aceasta la Tîrg cu o expoziţie colectivă organizată de Camera de comerţ din Hanoi. Maşinile-unelte şi sculele vor forma ponderea în expoziţia colectivă a Republicii Populare Democrate Coreene. O expoziţie colectivă, sporită faţă de anul trecut, în care vor predomina produse specifice ţării, a fost organizată de Republica Cuba.

La Tîrgul de primăvară 1971 de la Leipzig vor fi prezenţi expozanţi din 26 ţări arabe, africane, asiatice şi latino-americane în curs de dezvoltare. Republica Arabă Unită va oferi în expoziţia ei colectivă oficială, sub egida Organizaţiei generale pentru expoziţii internaţionale, produse tehnice într-un volum sporit. Cu circa o treime va fi lărgită suprafaţa de expunere a Republicii India, al cărei stand colectiv se află sub patronajul Ministerului de comerţ exterior indian.

Expoziţia colectivă a Republicii Chile, a cărei suprafaţă de prezentare s-a dublat faţă de anul trecut, va fi organizată pentru prima oară de autorităţile guvernamentale. Peste 2500 de expozanţi din 27 de ţări capitaliste şi din unitatea politică independentă Berlinul occidental va lua parte la Tîrgul de primăvară 1971 de la Leipzig pe o suprafaţă de peste 60 000 de metri pătraţi.

Programul de manifestări tehnico-ştiinţifice va forma şi în această primăvară o parte a Tîrgului de la Leipzig.

Revista revistelor

Maşinostroitel

nr. 11, 1970

Efremov, S. A. : Atelierul de bază asigură eficienţa producţiei.

Temofeev, A. T., Sinev, B. M. şi Krivoborskii, V. E. : Organizarea şi înzestrarea locurilor de muncă.

Polenov, V. S. : Surse de rezerve economice.

Stafenko, L. M. : Experienţa de producţie.

Starodub, N. P. şi *Gherştein, M. G.* : Semiautomat pentru filetarea armăturilor.

Savcenko, I. P., Karasenko, P. F. şi Hagornîi, M. A. : Cărucioarele podurilor rulante cu polane cu dublă tracţiune.

Stoicev, V. I. şi *Kotunin, B. A.* : Linie automată pentru fabricarea fierăstraielor-bandă.

Kopeniak, V. M. : Conductor de reglaj pentru găurirea în trepte.

Şarapov, V. I. : O metodă nouă de corectare a locaşurilor de centrare.

Cehov, V. N., *Titov, N. P.* şi *Şvîrkunov, V. M.* : Semiautomat pentru sortarea rulmenţilor cu bile.

Şcerbakov, S. V. : Matriţă pentru fabricarea pieselor metalopolimerice.

Rifaat, A. I. : Determinarea mărimii optime a lotului de piese.

Bank, V. R. : Mecanizarea calculelor după planificarea operativă de producţie.

Petuşkov, G. E. : Creşterea durabilităţii arborilor cotiţi prin metoda deformaţiei plastice.

Sinotin, A. P. : Prelucrarea adimensională în instalaţii centrifuge.

Kurnosov, A. D. şi *Pasecinik, V. K.* : Influenţa îmbîcsirii pietrelor asupra proceselor de rectificare.

Krasilşcikov, S. A. : Găurirea adîncă pe strung.

Maslov, E. N., *Melamed, V. I.* şi *Kurnosov, A. D.* : Asupra creării unei metode unificate de control al calităţii pietrelor abrazive.

Belousov, F. A. şi *Kaganovici, D. I.* : Tehnologia progresivă de prelucrare a organelor şi subansamblurilor cisternelor.

Timoşenko, V. P. : Automat pentru îndepărtarea faţetelor.

Kosnicenko, V. E. : Inovatorul Nikolai Nevediţîn.

Orlov, S. I. : Îmbrăcăminte specială pentru îndepărtarea sarcinilor electrostatice.

Andrianov, D. P. şi *Afonina, O. A.* : Calcule de optimizare a nivelului protecţiei muncii.

Baburov, V. I. şi *Lukianov, V. I.* : Metodă de diminuare a vibraţiilor ciocanelor pneumatice.

Şestakov, V. F. : Protecţie împotriva şpanului.

Anohin, V. S. : Divizare pentru filetarea cu mai multe începuturi.

Zelikson, M. Z. : Expoziţia jubiliară a pavilionului, Construcţia de maşini''.

Murzin, Iu. P. şi *Kilin, A. A.* : Rularea filetelor interioare în piese metaloceramice.

Utin, I. A. şi *Şandrenko, G. I.* : Modernizarea pieselor subansamblurilor şi utilajelor.

Krîjiminskii, V. A. : Dispozitiv pentru controlul coaxialităţii.

Krapivnoi, V. F. şi *Drozdenko, V. M.* : Patroane pentru filetarea cu tarozi.

Bugaicenko, V. E. şi *Plehotnikov, I. E.* : Dispozitiv pentru presarea prezoanelor.

Amosov, I. A. : Cap pentru rectificarea ghidajelor.

Rossik, E. Ia. : Dispozitiv pentru frezarea canelurilor.

Şumiaţkii, V. S. : Matriţare consecutivă fără desprinderea piesei.

Iacimenev, V. N. : Colector pentru alimentarea cu aer comprimat a transmisiilor pneumatice rotitoare.

Barcio, K. S. : Stand pentru încercarea cuplajelor electromagnetice.

Voronţov, E. D. : Gravarea fotoelectrochimică a metalelor feroase.

Radomskii, N. A. : Dispozitiv pentru detalonarea alezoarelor spirale.

G. Z.

Stanki i instrument

nr. 11, 1970

*** Spre noi realizări în muncă.

Şubrovîi, I. I. : Caracteristicile optime de frecvenţă ale sistemelor de comandă program.

Beliaev, V. G. : Calculul transmisiei şurub-piuliţă de rostogolire cu considerarea erorilor de fabricaţie.

Droşcenko, N. I. şi *Ostrovskii, A. Iu.* : Transmisii electrice de curent continuu tip PTR pentru mecanismele de avans ale maşinilor-unelte de precizie.

Davîdov, V. A. şi *Romanov, R. V.* : Determinarea experimentală a coeficienţilor de dinamicitate ai transmisiei maşinii de rabotat transversal

Riaguzov, V. A., *Braun, M. N.* şi *Sipkov, G. Ia.* : Fazarea motorului prăşitor cu program la funcţionarea cu dispozitiv tip PRS—3K.

Gundorin, V. D. şi *Riazanov, A. V.* : Influenţa erorilor iniţiale asupra preciziei rolelor la superfinisarea fără centre.

Matveev, V. V. ş.a. : Modernizarea maşinii model 5822 pentru rectificarea tarozilor cu dinţi conducători în formă de butoiaş.

Karnarukov, V. A. şi *Kogan, B. I.* : Introducerea maşinilor de înaltă productivitate în uzinele cu producţie de serie mică.

Ohten, V. D. : Influenţa suprafeţei de contact a pietrei cu piesa asupra caracteristicilor rectificării electroadamantine.

Sameţkii, B. I., *Smolenţev, G. P.* şi *Belousov, V. I.* : Marcarea pieselor prin scîntei electrice şi prin metoda electrochimică.

Şneider, Iu. G. şi *Golub, I. M.* : Influenţa microreliefului suprafeţelor de lucru ale pieselor asupra durabilităţii lor.

Makarov, A. D. şi *Muhin, V. S.* : Particularităţile prelucrării aliajului EI 437 BU.

Starodub, N. P. : Stabilitatea dispozitivului pneumatic de copiat.

Makarov, N. N., *Voitkus, Iu. M.* şi *Alman, L. M.* : Calculul şi fabricaţia etalonului corector al statorului pompei cu palete.

Kazanţev, B. A. ş.a. : Pompă elicoidală reversibilă.

Margules, A. U. : Uzura şi durabilitatea cuţitelor de chermet.

Bazrov, B. M. : Mandrină pentru alezarea de precizie a orificiilor într-o singură trecere.

Vasiliuk, G. D. : Influenţa materialului suportului plăcuţei de aliaj dur asupra rezistenţei cuţitului.

Bîcikov, V. G. : Alegerea numărului de dinţi al berbecului.

Sagalov, V. I. : Tensiunile termice din scule în timpul ascuţirii.

Kluşin, M. I., Metelev, B. A. şi Simkin, D. I. : Determinarea consumului de scule aşchietoare.

Serov, V. A. ş.a. : Lichid de ungere-răcire pentru rectificare.

Boguslavskii, V. N. : Suporţii planşaibelor strungurilor carusel pe lagăre de rostogolire (revista literaturii străine).

Petroian, A. S. : Prelucrarea cu mai mulţi arbori pe maşinile radiale de găurit.

Makarov, Iu. A. : Suport pentru role de presare.

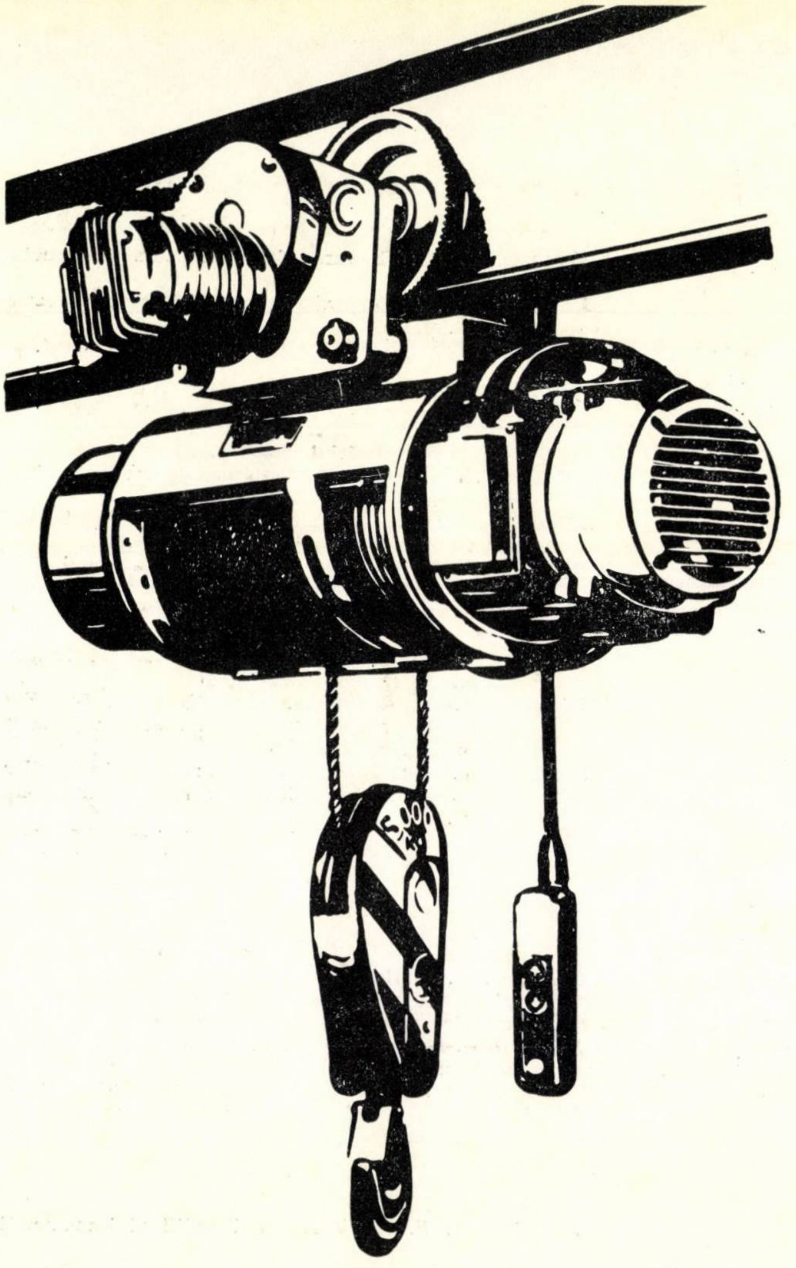
Savin, N. I. : Nitrocementarea cu gaz a organelor de susţinere ale maşinilor-unelte.

Golubev, V. I. : Protejarea suprafeţelor pieselor împotriva oxidării în timpul depozitării.

Consfătuirea despre prelucrarea prin contact electric a metalelor.

Standarde noi.

G.Z.



balkancar

sinonim cu înaltă calitate! Palanele electrice ,,BALKANCAR''
prezintă numeroase aplicaţii
şi prin calităţile lor tenhice
vă vor da — desigur — deplină satisfacţie

PALANE ELECTRICE CU CABLU TIP T

capacitate de ridicare : 250 ÷ 12 500 kgf
Înălţime de ridicare : 6 ÷ 36 m

PALANE ELECTRICE CU LANŢ TIP MV

capacitate de ridicare : 125 ÷ 1 000 kgf
înălţime de ridicare : 3,2 ÷ 12 m

Construcţie uşoară şi compactă
Exploatare sigură şi simplă

La cererea clientului, constructorii ,,BALKANCAR'' asigură adaptarea materialului la condiţiile de exploatare :

● mediu exploziv ● climat tropical ● mediu corosiv ● temperaturi joase

Pentru orice informaţie sau cerere de ofertă, vă rugăm a vă adresa la :

BALKANCARIMPEX,
Direcţia ,,Export''
Bulgaria, Sofia
56, str. Alabine
Telex : 022386
Telegrame :Balkancarimpex
Export — Sofia

PUBLICOM

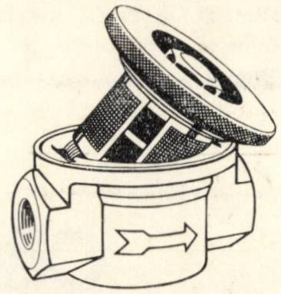
Abonați-vă la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

MICRO S FILTER


Filtru mecanic magnetic cu rezistență superioară la uzură pentru circuite de lubrifianți și uleiuri în sisteme hidraulice

FILTRE AUTOMATE MAGNETICE

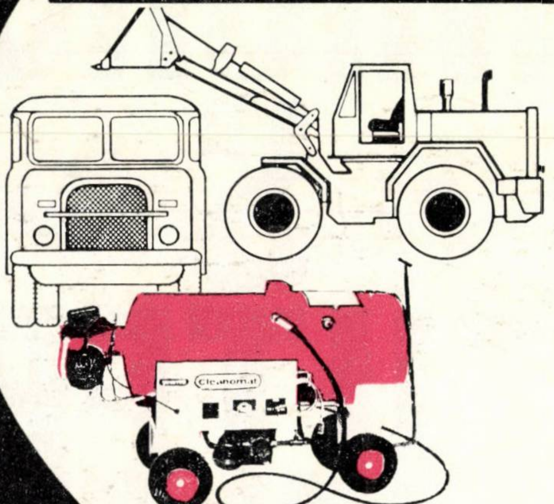
Filtre pentru fluide de răcire cu un înalt randament.

FILTERTECHNIK — MAGNETBAU
HEINRICH SOMMERMEYER KG
DDR 65 Gera. Wilhelm-Pieck-Str. 6

Exportator:
Technocommerz GmbH
DDR 108 Berlin,Taubenstr. 4—6
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

LKW, tractoare, maşini pentru construcţii se întreţin curat şi bine cu



Wilms

Cleanomat

Automobilele şi maşinile au o durată de viaţă mai lungă. Trebuie spălate, curăţate, conservate, motoarele trebuie spălate deasupra şi dedesubt. Ancrasarea produsă de ulei dispare chiar din punctele cele mai greu accesibile cu ajutorul curăţi-orului de înaltă presiune Wilms-Cleanomat.

Se caută importator

Hans Wilms OHG Republica Federală a Germaniei 407 Rheydt-Giesenkirchen, Bahner 78 Telefon 490 38, Telex 08 52867

Publicom

ORMIC

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECŢIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese şi imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecţionat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).
Economie apreciabilă de timp şi personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fişele de însoţire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREŢI DOCUMENTAŢIILE GRATUITE LA 201 Ro

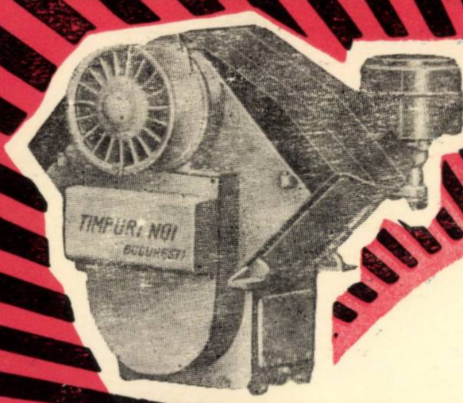
ORMIC 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 84-92

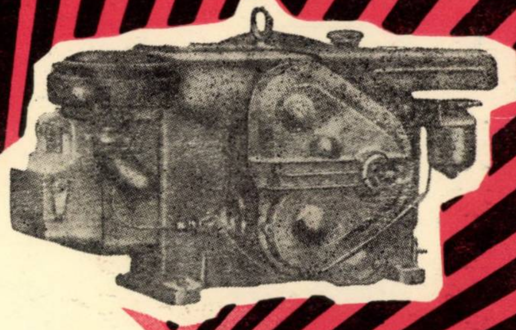
Publicom

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

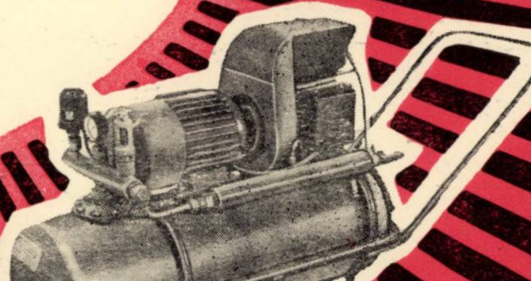
TIMPURI NOI

BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"



EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 – 35 KGF/CM² PENTRU

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

1971 JUL 29

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm^2, pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unități de pompare de 1,5 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm^2.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
București tel. 31.51.02

E 3279
[illegible]
R 04

CONSTRUCTIA DE MASINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

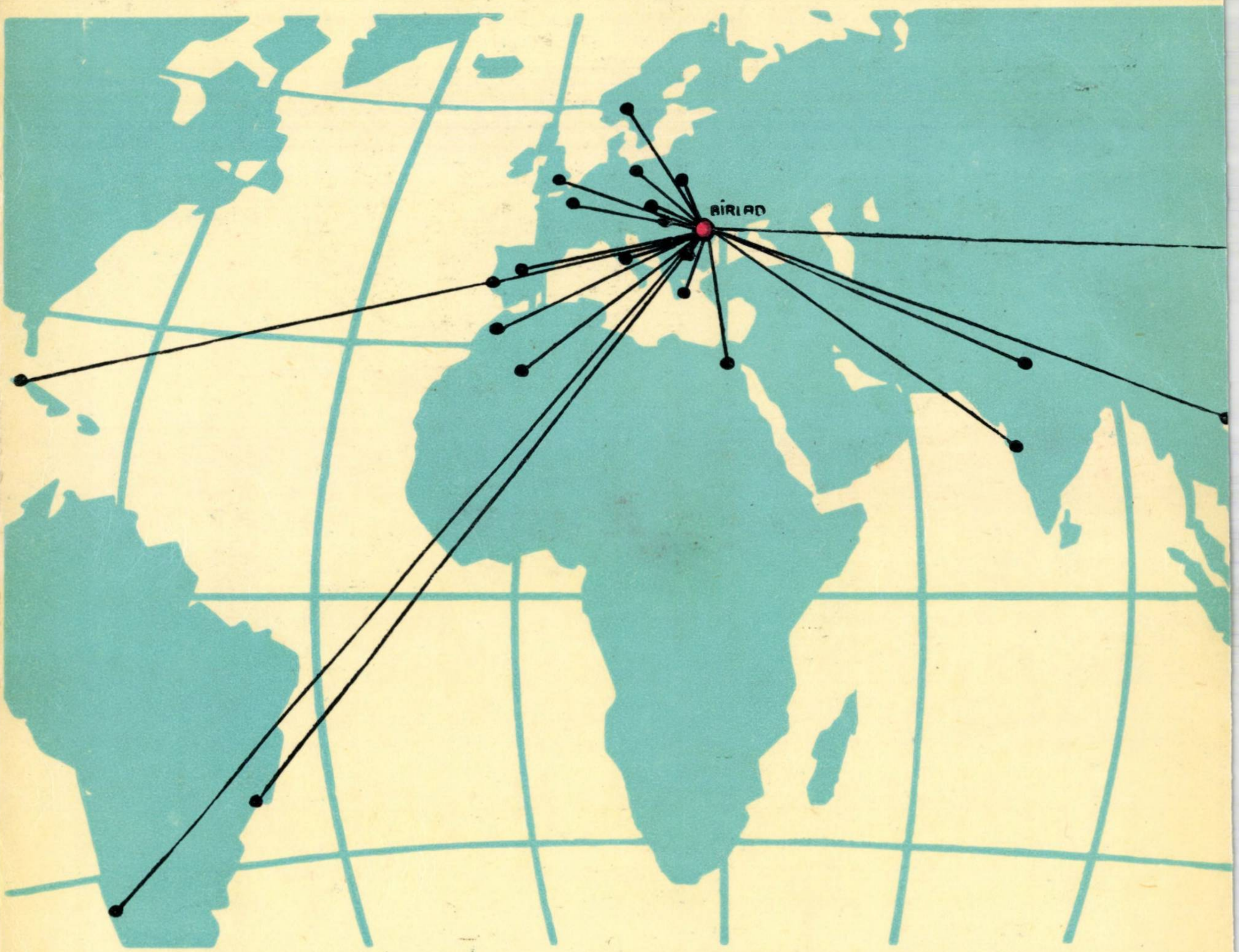
1921 50 ani 1971

de la crearea
Partidului Comunist Român

5

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIII • nr. 5 • MAI 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

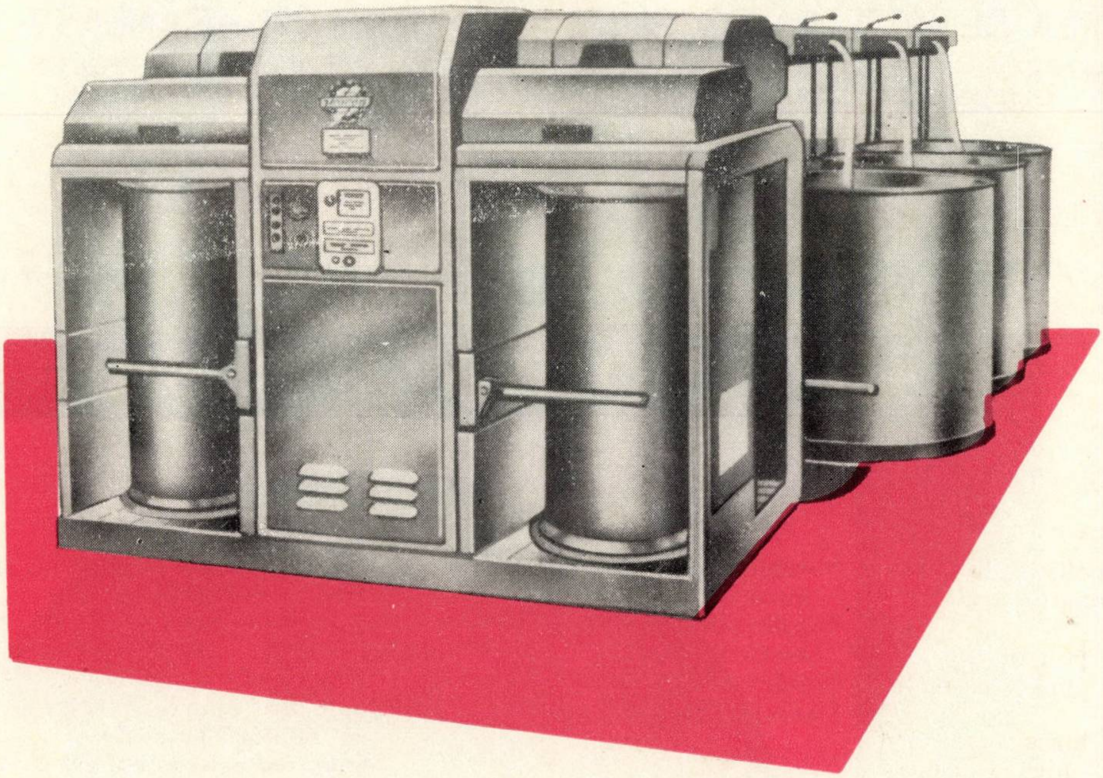
SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rind;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice pe un rind;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

uzina UNIREA Cluj

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m/min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

Maşina se execută după licenţa firmei INGOLSTADT—R.F G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele:

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat.
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAŢA 1 MAI NR. 2 TELEFON 229.10—TELEX 238

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI—BĂNEASA
STR EROU IANCU NICOLAE NR. 32, ROMÂNIA – BUCUREŞTI II TELEFON 33.38.30–TELEX
011203 CONT VIRAMENT 300.60.200 BNRSR S. II.

băneasa

PIESE RADIO

Rezistoare cu peliculă de carbon
Rezistoare bobinate
Termistoare
Condensatoare polistiren
Condensatoare poliester metalizat
Condensatoare hîrtie metalizată
Condensatoare hîrtie, pentru echipament auto
Condensatoare hîrtie, pentru startere
Condensatoare hîrtie, pentru antiparazitare
Condensatoare hîrtie, pentru telefonie
Condensatoare electrolitice normale
Condensatoare electrolitice miniatură
Condensatoare ceramice
Cablaje imprimate

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

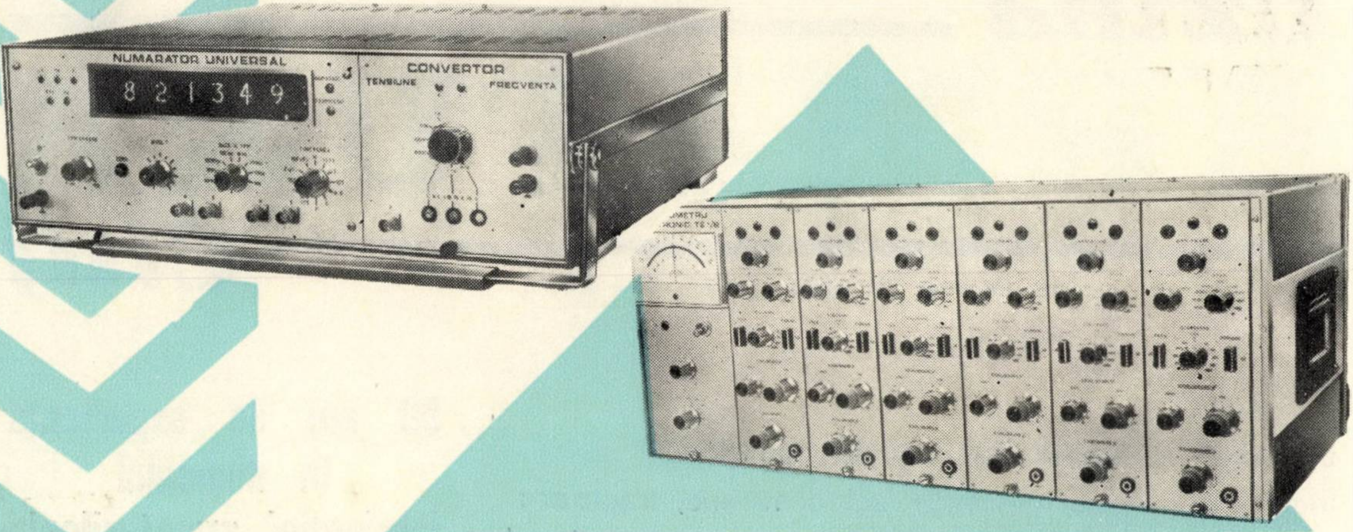
Tranzistoare cu germaniu de joasă frecvenţă
  — de mică putere
  — de medie putere
  — de putere
Tranzistoare cu germaniu de înaltă frecvenţă
  — de mică putere
  — drift
Tranzistoare de putere
Diode de semnal şi comutaţie cu contact punctiform
Diode redresoare cu germaniu
Diode redresoare cu siliciu
  — de mică putere
  — de putere
Diode stabilizatoare de tensiune cu siliciu, de mică putere
Fotodiode cu germaniu

Vă rugăm să consultaţi cataloagele noastre.
Cabinetul tehnic, telef. 33.38.30/152.

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI — BĂNEASA
CABINETUL TEHNIC ● STR. EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● BUCUREŞTI ● SECTORUL 2

I.P.R.S.
0.1MF±20%
0.047MF±20%
1000VCC
7.1969
I.P.R.S.
0.047MF+20%
350

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI PENTRU ELECTRONICĂ ŞI TEHNICĂ DE CALCUL



- Primeşte comenzi de cercetare şi proiectare pentru aparate şi echipamente electronice de laborator sau pentru industrie, din toate sectoarele economice.
- Execută studii tehnico-economice, modele experimentale şi prototipuri pentru:
  - —aparate electronice de măsurat mărimi electrice
  - —aparate electronice de măsurat mărimi neelectrice
  - — surse de alimentare
  - —echipamente de electronică industrială
  - —aparate electronice pentru medicină şi biologie
  - —echipamente de radiocomunicaţii
  - —piese de ferită.
- În centrul de calcul dotat cu echipament modern se execută la cerere programe în următoarele limbaje de programare:
  - —FORTRAN
  - —COBOL
  - —ASSIRIS.

IETC

— Bucureşti, Bdul Kalinin nr. 18, Sector 1, Telefon 33.61.91 —

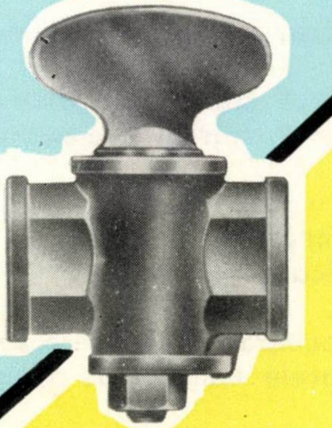
Uzina ARMATURA Cluj

Str Gării nr 19; telefon 30 085; telex 031273

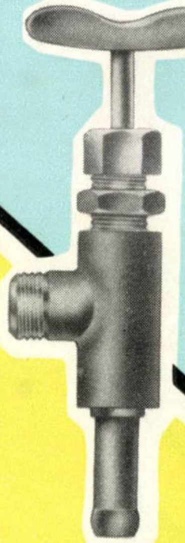
Produce:

un bogat sortiment de robinete şi fitinguri pentru locomotive diesel electrice, autocamioane, tractoare şi maşini-unelte.

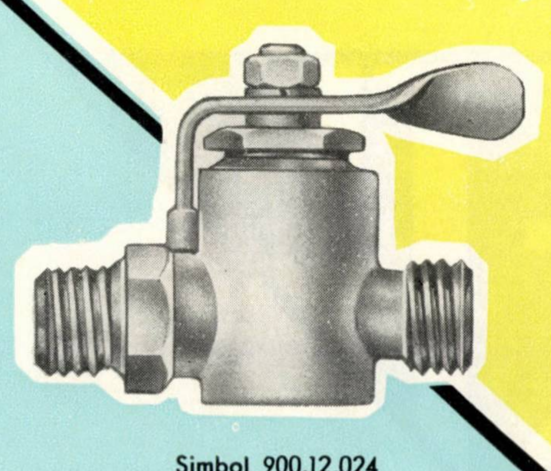
50 ani de experiență în domeniul fabricației armăturilor!



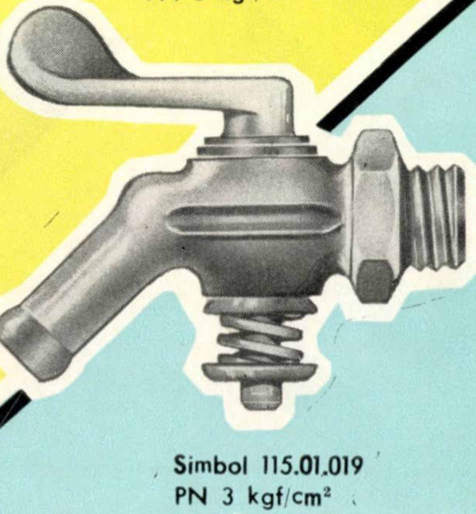
Simbol 812
PN 1000 mm col. apă



Simbol 40.11.015
PN 3 kgf/cm²



Simbol 900.12.024
PN 5 kgf/cm²



Simbol 115.01.019
PN 3 kgf/cm²

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIII, MAI, Nr. 5, 1971

CUPRINS

EDITORIAL: Glorioasa aniversare 259

DEMIAN, TR.: Instruirea permanentă a cadrelor din domeniul construcției de mașini și aparate 261

BOANGIU, GH. și ILIESCU, C. Durabilitatea sculelor la frezarea cu forță constantă 262

CÎMPIAN, V. și SEITZ, N. Contribuții privind calculul domeniului de stabilitate al autoturismelor. 264

DEMIAN, TR. și TUDOR, D. Asupra roților dințate „minimale" cu profil în evolventă. 269

DUMITRESCU, A. Model matematic pentru stabilirea necesarului de cilindri de laminor. 272

EBERHORST-EBERAN, R. Problema gazelor de evacuare la motoarele cu aprindere prin scînteie. 275

LAMMERT, F. Considerații asupra unor posibilități de prelucrare cu viteze mari. 282

MORARU, V. Cu privire la folosirea roților legate în cutiile de viteze ale mașinilor-unelte. 286

NEGUȚ, L. Studiul unui sistem corect de suspendare a plugurilor purtate și semipurtate la tractoarele agricole pe roți. 291

NIȚESCU, GH. și BENCHE, V. Cu privire la oscilațiile roților de direcție ale autovehiculelor cu servocomandă hidraulică a direcției. 298

OLARIU, V. Oscilațiile neliniare verticale ale autovehiculelor grele 303

SOARE, M., MARINCAȘ, D., MARINCAȘ, R. și CRISTEA, I. Caracteristica adimensională a tractorului. 307

DOCUMENTARE 315

RECENZII 316

CRONICĂ 317

INFORMAȚIE 322

REVISTA REVISTELOR 322

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondeet al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE; redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

EDITORIAL: Glorioasa aniversare

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 5, p. 259–260

Demian, Tr. **Instruirea permanentă a cadrelor din domeniul construcţiei de maşini şi aparate.**

Construcţia de maşini 23 (1971), nr. 5, p. 261–262

CZ. 621.914

Boangiu, Gh. şi *Iliescu, C.* **Durabilitatea sculelor la frezarea cu forţă constantă.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 5, p. 262–264

CZ 629.114.6.073

Cîmpian, V. şi *Seitz, N.* **Contribuţii privind calculul domeniului de stabilitate al autoturismelor.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 5, p. 264–269

CZ 621.833

Demian, Tr. şi *Tudor, D.* **Asupra roţilor dinţate minimale cu profil în evolventă.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), 5, p. 269–272

CZ 621.771.07 :681.3

Dumitrescu, A. **Model matematic pentru stabilirea necesarului de cilindri de laminor.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 5, p. 272–274

CZ 621.431.73.068

Eberan-Eberhorst R. **Problema gazelor de evacuare la motoarele cu aprindere prin scînteie.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 5, p. 275–281

CZ 621.9–185.4

Lammert, F. **Consideraţii asupra unor posibilităţi de prelucrare cu viteze mari.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 5, p. 282–286

CZ 621.9–585.12

Moraru, V. **Cu privire la folosirea roţilor legate în cutiile de viteze ale maşinilor–unelte.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 5, p. 286–291

CZ. 631.312 : 629.114.2

Neguţ, L. **Studiul unui sistem corect de suspendare a plugurilor purtate şi semipurtate la tractoarele agricole pe roţi.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 5, p. 291–298

CZ 629. 113–522–526

Niţescu, Gh. şi *Benche, V.* **Cu privire la oscilaţiile roţilor de direcţie ale autovehiculelor cu servocomandă hidraulică a direcţiei.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 5, p. 298—302

CZ 629.114.4–752

Olariu, V. **Oscilaţiile neliniare verticale ale autovehiculelor grele.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 5, p. 303–307

CZ 629.114.2.001

Soare, M., *Marincaş, D.*, *Marincaş, R.* şi *Cristea, I.* **Caracteristica dimensională a tractorului.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 307–314

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2197.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.914

Боанджиу, Г. и *Илиеску, К.* **Долговечность инструментов при фрезировании с постоянным усилием.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 5, стр. 262–264

ДК 629.114.6.073

Кымпян, В. и *Зайц И.* **К вопросу расчета области устойчивости легковых автомобилей.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 264–269

ДК 621.833

Демьян, Тр. и *Тудор, Д.:* **О минимальных шестерных с эвольвентным профилем.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 269–272

ДК 621.771.07 : 681.3

Думитреску, А. **Математическая модель для установления потребного количества прокатных валиков.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 272–274

ДК 621.431.73.068

Еберан Еберхорст, Р. **Проблема выхлонных газов в двигателях с искровым зажиганием.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 275–281

ДК. 621.9 – 185.4

Ламмерт, Ф. **Соображения относительно возможностей переработки на высоких скоростях.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 282–286

ДК 621.9–585.12

Морару, В. **О применении колес, соединенных с коробками скоростей станков.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 286–291

ДК 631.312 : 629.114.2

Негуц, Л. **Исследование правильной системы подвешивания плугов несомых и полунесомых на сельскохозяйственных колесных тракторах.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 291–298

ДК 629.113–522–526

Ницеску, Г. и *Бенке, В.* **О колебаниях направляющих колес автомашин с гидравлическим сервоуправлением направления.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 298–302

ДК 629.114.4–752

Олариу, В. **Нелинейные вертикальные колебания тяжелых автомашин.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 303–307

DK. 629.114.2.001

Соаре, М., *Маринкаш, Д.*, *Маринкаш, Р.* и *Кристя, М.* **Размерная характеристика трактора.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 5, стр. 307–314

INHALTSVERZEICHNIS

DK. 621.914

Boangiu, Gh. und *Iliescu, C.* **Dauerhaftigkeit der Werkzeuge beim Fräsen mit konstanter Kraft**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 262–264

DK 629.114.6.073

Cîmpian, V. und *Seitz, N.* **Beiträge zur Berechnung des Stabilitätsbereichs bei Kraftwagen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 264–269

DK 621.833

Demian, Tr. und *Tudor, D.* **Über Kleinzahnräder mit Evolventenprofil**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 269–272

DK 621.771.07 :681.3

Dumitrescu, A. **Mathematisches Modell für die Bestimmung des Bedarfs an Walzzylindern**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 272–274

DK 621.431.73.068

Eberan-Eberhorst, R. **Problem der Auspuffgase bei Ottomotoren**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 275–281

DK 621.9–185.4

Lammert, F. **Erwägungen in bezug auf die Bearbeitungsmöglichkeiten bei hohen Geschwindigkeiten**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 282–286

DK 621.9–585.12

Moraru, V. **Über die Verwendung der Verbundräder in den Getriebekästen der Werkzeugmaschinen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 286–291

DK 631.312 :629.114.2

Neguţ, L. **Studie zu einer richtigen Aufhängung der getragenen oder halbgetragenen Pflüge an landwirtschaftlichen Radschleppern**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 291–298

DK 629.113–522–526

Niţescu, Gh. und *Benche, V.* **In bezug auf die Schwingung der Vorderräder bei Kraftfahrzeugen mit hydraulischer Lenkhilfskraftvorrichtung**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 298–302

DK 629.114.4–752

Olariu, V. **Nichtlineare Vertikalschwingung schwerer Kraftfahrzeuge**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 302–307

DK 629.114.2.001

Soare, M., *Marincaş, D.* *Marincaş, R.* und *Cristea, I.* **Dimensionale Kennzeichnung des Traktors**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 5, S. 307–314

CONTENTS

DC 621.914

Boangiu., Gh. and *Iliescu C.* **Durability of tools in constant force milling.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 262–264

DC 629.114.6.073

Cimpian, V. and *Seitz, N.* **Contributions to the calculation of stability range of passenger automobiles.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 264–269

DC 621.833

Demian, Tr. and *Tudor, D.* **About single-curve gears.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 269–272

DC 621.771.07 : 681.3

Dumitrescu, A. **Mathematical model for the assessment of rolls requirement in rolling mills.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 272–274

DC 621.431.73.068

Eberan-Eberhorst, R. **The problem of exhaust gases in spark-ignition engines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 275–281

DC 621.9–185.4

Lammert, F. **Considerations on certain machining possibilities at high speeds**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 282–286

DC 621.9–585.12

Moraru, V. **About the utilization of gearing in the speed-change box of machine tools.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 286–291

DC 631.312 : 629.114.2

Neguţ, L. **Study of a correct suspension system in tractor — mounted and semi-mounted ploughs.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 291–298

D C 629.113–522–526

Niţescu, Gh. and *Benche, V.* **Regarding the oscillations of idler wheels in motor vehicles with hydraulic servomechanism.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 298–302

DC 629.114.4–752

Olariu, V. **Vertical, nonlinear oscillations in heavy motor vehicles.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 303–307

DC 629.114.2.001

Soare, M., Marincaş, I., Marincaş, R. and *Cristea, I.* **Dimensional features of the tractor.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 307–314

SOMMAIRE

CD 621.914

Boangiu, Gh. et *Iliescu , C.* **L'endurance des outils lors du fraisage à force constante.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 262–264

CD 629.114.6.073

Cimpian, V. et *Seitz, N.* **Contributions au calcul de la stabilité des automobiles.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no . 5, p. 264–269

CD 621.833

Demian, Tr. et *Tudor, D.* **Sur les roues dentées ,,minimales" à profil en évolvente.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 269–272

CD 621.771.07 : 681.3

Dumitrescu, A. **Modèle mathématique pour établir le nombre nécessaire des cylindres d'un laminoir.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 272–274

CD 621.431.73.068

Eberan-Eberhorst, R. **Le problème des gaz d'évacuation des moteurs à allumage par étincelle.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 275–281

CD 621.9–185.4

Lammert, F. **Considérations sur certaines possibilités d'usinage à grande vitesse.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 282–286

CD 621.9–585.12

Moraru, V. **Sur l'emploi des roues liées dans les boîtes de vitesses des machines-outils.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 286–291

CD 631.312 : 629.114.2

Neguţ, L. **L'étude d'un système correct de suspension des charrues portées et demi-portées aux tracteurs agricoles à roues.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 291–298

CD 629.113–522–526

Niţescu, Gh. et *Benche, V.* **Sur les oscillations des roues de direction des véhicules à servodirection hydraulique.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 298–302

CD 629.114.4–752

Olariu, V. **Les oscillations non linéaires et verticales des véhicules lourds.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p.303–307

CD 629.114.2.001

Soare, M. Marincaş, I., Marincaş, R. et *Cristea, I.* **La caractéristique dimensionnelle du tracteur.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 5, p. 307–314

Glorioasa aniversare

Sărbătorirea semicentenarului creării Partidului Comunist Român prilejuiește o privire retrospectivă a drumului glorios parcurs de partid în toată perioada existenței sale.

8 mai 1921. *Mișcarea muncitorească din România a cunoscut un eveniment deosebit de însemnat. În urma luptelor revendicative muncitorești, a grevei generale din 1920 și prin clarificarea ideologică în rîndurile mișcării socialiste, are loc transformarea partidului socialist în partid comunist și aderarea sa la Internaționala a III-a Comunistă.*

Partidul Comunist Român — continuatorul tradițiilor de secole ale poporului nostru în lupta pentru eliberarea socială și națională, a răsărit din sînul mișcării muncitorești și socialiste, preluînd ce era mai înaintat în experiența revoluționară și tradițiile acestei lupte revoluționare. Însușirea trăsăturilor unui partid de tip nou marxist-leninist al clasei muncitoare constituie în același timp și saltul calitativ în mișcarea revoluționară din România, un moment de cotitură în viața întregului nostru popor.

Puternicile contradicții ce s-au manifestat de-a lungul secolului al XIX-lea generate de dominația relațiilor de producție feudale și de existența jugului străin asupra țărilor române au dus masele la răscoala populară condusă de Tudor Vladimirescu, revoluția română din 1848, reforma agrară din 1864, cucerirea independenței naționale în 1877, care au contribuit la mersul înainte al societății, la creșterea forțelor de producție ale țării, la dezvoltarea statului român.

O dată cu apariția și dezvoltarea capitalismului în România se desfășoară și se intensifică lupta proletariatului împotriva exploatării capitaliste.

Deși proletariatul era restrîns numericește, se dovedește ca o forță în viața socială, reușind ca la sfîrșitul secolului al XIX-lea să-și formeze propriul său partid politic. „Crearea în 1893 a Partidului Social Democrat al Muncitorilor din România — subliniază tovarășul Nicolae Ceaușescu, secretar general al P.C.R., — constituie un moment de însemnătate istorică în dezvoltarea luptelor sociale din țara noastră, în organizarea clasei muncitoare pe plan național, începutul afirmării sale în principalele probleme care frămîntau viața social-politică a societății în acea vreme".

După o vremelnică dezorganizare a acestui partid, în 1899, o dată cu plecarea „generoșilor" din conducerea Partidului Social Democrat al Muncitorilor din România, mișcarea muncitorească și socialistă reușește să se relanseze în urma congresului de reconstituire a Partidului Social-Democrat în anul 1910. Atenția care s-a acordat pentru sporirea combativității, pentru întărirea coeziunii organizatorice, a contribuit la întărirea mișcării muncitorești din țara noastră în epoca frămîntată a războaielor balcanice și a primului război mondial.

Ascuțirea contradicțiilor sociale interne accentuate de război, creșterea gradului de combativitate a proletariatului și a maselor largi, politica antinațională a claselor dominante, cît și influența prefacerilor revoluționare petrecute în lume și în special a instaurării Puterii Sovietice în imediata vecinătate a țării noastre, sînt factori care au favorizat crearea Partidului Comunist Român.

Istoria Partidului Comunist Român face parte integrantă din istoria patriei și a mișcării muncitorești și este indisolubil legată de întreaga dezvoltare economică, politică, socială a țării.

Congresul de transformare a partidului social-democrat în partid comunist, ținut la 8 mai 1921, pune pentru prima dată, în fața mișcării revoluționare din România, problemele revoluției ca o acțiune practică directă, partidul comunist fiind conceput ca un partid al acțiunii care așază la baza întregii lui gîndiri și activități ideea de acțiune revoluționară.

O dată cu înființarea Partidului Comunist Român a început o etapă nouă în lupta proletariatului român. Sub conducerea sa, proletariatul a fost prezent la toate evenimentele mai importante ale țării, în lupta pentru progres social.

„Niciodată în România n-a existat un alt partid politic cu o istorie atît de bogată și glorioasă — arată tovarășul Nicolae Ceaușescu — care să fi luptat cu abnegație și să fi realizat atîta pentru fericirea poporului român, pentru măreția națiunii noastre. Partidul nostru s-a născut și a crescut o dată cu proletariatul, destinul său este strîns legat de cel al clasei muncitoare, al întregului popor român".

Partidul Comunist Român s-a impus pe arena politică ca o forță politică independentă, devenind stegarul maselor pentru democratism, pentru socialism. Prin linia sa politică, P.C.R. a arătat întregului popor perspectiva răsturnării claselor exploatatoare de la putere, a transformării revoluționare a societății, a făuririi unei vieți mai bune pentru cei ce muncesc.

Organizarea și înfăptuirea cu succes în strînsă colaborare cu alte forțe politice a insurecției din august 1944 reprezintă unul dintre actele istorice care prin măreția lui va rămîne profund în conștiința poporului român.

După răsturnarea dictaturii militaro-fasciste, Partidul Comunist Român s-a dovedit în continuare o forță politică în stare să conducă și să organizeze lupta revoluționară a maselor, desfășurînd o intensă activitate politico-organizatorică pentru lărgirea rîndurilor sale, pentru întărirea luptei organizate a clasei muncitoare, a alianței muncitorești-țărănești, a unirii forțelor progresiste pentru democrație și socialism.

Revoluția populară deschisă de insurecția de la 23 August 1944 a fost brăzdată de o serie de evenimente politice importante ca: instaurarea guvernului revoluționar de la 6 Martie 1945, crearea în noiembrie 1946 a primului parlament cu mare majoritate de reprezentanți ai forțelor revoluționare democratice; înlăturarea ultimilor reprezentanți ai burgheziei în noiembrie 1947 și abolirea monarhiei în decembrie 1947.

Etapa revoluției socialiste marcată de cucerirea întregii puteri politice de către clasa muncitoare, în alianță cu țărănimea și celelalte pături de oameni ai muncii, a permis trecerea la înfăptuirea obiectivelor construcției socialiste. Aceasta presupune o intensă activitate politică și organizatorică pentru generalizarea și consolidarea relațiilor socialiste de producție, pentru dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului.

Industrializarea a constituit veriga hotărîtoare pentru atingerea obiectivelor propuse. Marile înfăptuiri din anii construcției socialiste sînt mărturia activității creatoare desfășurate de partid, a faptului că el a știut să adopte orientări strategice și tactice cerute de fiecare etapă istorică de dezvoltare, să asigure înaintarea neabătută a orînduirii socialiste. Industria a devenit ramura conducătoare a întregii economii naționale, România transformîndu-se dintr-un stat cu preponderență agrară într-un stat socialist cu o structură industrial-agrară.

Politica partidului de dezvoltare armonioasă, rațională, a forțelor de producție pe întregul teritoriu al țării a imprimat pulsul unei vieți economice intense.

Congresul al X-lea al P.C.R., elaborînd mărețul program de făurire a societății socialiste multilateral dezvoltate, și-a propus ca obiectiv central — apropierea României de nivelul țărilor avansate sub aspect economic — prin efortul de a ridica industrializarea la un nivel superior, pe baza introducerii în producție a cuceririlor revoluției tehnico-științifice contemporane.

Fiind receptiv la cerințele obiective ale dezvoltării sociale, Partidul Comunist Român a făcut eforturi susținute de perfecționare a planificării, de găsire a mijloacelor pentru dezvoltarea armonioasă și echilibrată a economiei naționale.

Pe măsura dezvoltării multilaterale a socialismului s-a afirmat cu tot mai multă putere calitatea de forță conducătoare în societate a Partidului Comunist Român, au crescut și mai mult prestigiul și autoritatea lui în masele largi. „Partidul Comunist Român — arată tovarășul Nicolae Ceaușescu — a dobîndit recunoașterea unanimă a rolului de conducător al societății noastre, datorită fidelității, devotamentului și spiritului de jertfă cu care a slujit neîncetat, încă de la înființarea sa, interesele supreme ale clasei muncitoare, ale celor ce muncesc, ale întregului popor. Politica sa, inspirată din nevoile arzătoare ale dezvoltării societății românești, din interesele vitale ale întregului popor, întemeiată pe principiile marxism-leninismului, a devenit drapelul sub care s-au unit, în rînduri strînse, muncitorimea, țărănimea, intelectualitatea, întreaga națiune".

Cucerirea puterii politice și economice de către clasa muncitoare și dezvoltarea țării pe drumul socialismului au creat premisele pentru afirmarea suverană a țării noastre pe plan internațional, pentru participarea ei la soluționarea celor mai importante probleme ale lumii contemporane în interesul păcii și progresului social. Partidul Comunist Român a stabilit principiile fundamentale și liniile directoare ale politicii externe a țării noastre în perioada istorică a construcției și triumfului socialismului — prietenia și colaborarea cu țările socialiste, promovarea unei politici de pace și prietenie cu toate popoarele lumii, solidaritatea cu toate forțele antiimperialiste, în conformitate cu interesele fundamentale ale poporului român și cu cauza generală a socialismului.

În cursul existenței sale de cinci decenii Partidul Comunist Român a călăuzit mișcarea revoluționară din țara noastră spre aspirațiile cele mai înalte: dreptate, libertate și progres social întruchipate în realitatea României socialiste.

Instruirea permanentă a cadrelor din domeniul construcției de mașini și aparate

Dezvoltarea multilaterală a societății socialiste, în condițiile progresului tehnico-științific contemporan, impune, ca o cerință obiectivă, ridicarea continuă a nivelului de pregătire a tuturor categoriilor de specialiști. Pornită dintr-o asemenea majoră necesitate, Legea privind perfecționarea pregătirii profesionale a lucrătorilor din unitățile socialiste stabilește cadrul sistemului național de instruire permanentă a specialiștilor la toate nivelurile.

Organizarea sistemului, formele, conținutul, metodele de perfecționare a tuturor categoriilor de cadre au în vedere faptul cunoscut că, în fiecare an, 5—10% din cunoștințele dobîndite se depreciază, că la intervale de 5—6 ani cunoștințele care trebuie însușite se dublează. De aceea, soluțiile concrete privind perfecționarea muncitorilor, maiștrilor, tehnicienilor, inginerilor, cadrelor de conducere vor decurge, în principal, din direcțiile principale ale dezvoltării tehnico-științifice a fiecărei ramuri economice, a fiecărui sector de activitate.

Unul dintre factorii determinanți ai dinamicii intensive și continue a economiei țării noastre îl constituie dezvoltarea ramurii de activitate care intră în sfera de preocupări ale revistei noastre. Mai mult decît în alte sectoare ale economiei, în construcția de mașini și aparate, viteza și intensitatea cu care se depreciază cunoștințele și chiar calificarea fac necesare măsuri urgente și energice pentru o reciclare ritmică — la periodicitatea necesară — a tuturor categoriilor de cadre.

Întrucît cerințele reîmprospătării cunoștințelor în lumina principiilor de „adaptabilitate" și „polivalență" depășesc considerabil capacitatea de instruire de care dispune învățămîntul, perfecționarea cadrelor nu mai este un atribut exclusiv al școlilor și instituțiilor de învățămînt. Fiecare unitate productivă, centrală industrială, minister, lărgind și valorificînd continuu propria-i capacitate de instruire trebuie să realizeze o perfecționare sistematică, care să asigure un flux neîntrerupt de forțe pregătite pentru producție, cu cunoștințele puse la punct, aduse la zi.

Desigur că obligația cuprinderii unui număr extrem de mare de specialiști în sistemul de perfecționare ridică probleme dificile de organizare, care nu pot fi rezolvate decît printr-o corespunzătoare descentralizare și prin forme suple de instruire.

Ținînd seamă de toate cele arătate mai sus, revista „Construcția de mașini" și-a propus să facă loc, în coloanele sale, unei dezbateri — care s-ar face dorită cît mai amplă și mai concretă — privind experiența de pînă acum, căile care se cer adoptate în legătură cu organizarea, conținutul și metodica sistemului de reîmprospătare și extindere a cunoștințelor profesionale, reciclare, policalificare și recalificare a tuturor categoriilor de cadre din sistemul Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini. De aceea, specialiști din domenii și de niveluri diferite de pregătire sînt invitați să-și aducă contribuția, cu sugestiile și propunerile lor, la perfectarea sistemului de instruire permanentă a muncitorilor, cadrelor medii de specialitate, inginerilor, cadrelor de conducere din această importantă ramură a economiei naționale.

Prof. dr. ing. **Traian Demian**
membru al comitetului de redacție

CZ 621.914

Durabilitatea sculelor la frezarea cu forță constantă

Dr. ing. Gheorghe BOANGIU — Institutul politehnic —Brașov

Dr. ing. Constantin ILIESCU — Institutul politehnic—Brașov

Concluziile stabilite prin numeroase încercări asupra uzurii sculelor au o valabilitate riguros constantă numai pentru cazul așchierii cu toți parametrii constanți. La stabilirea durabilității sculelor așchietoare și la determinarea condițiilor de așchiere (viteză, avans, adîncime de așchiere etc.), pentru realizarea mărimii optime a durabilității, servesc relațiile cunoscute ale durabilității din teoria așchierii. Utilizarea acestor relații este însă condiționată de invariabilitatea vitezei de așchiere și a condițiilor care determină constantele din relația durabilității (avans, adîncime de așchiere, răcire-ungere etc.).

În practică însă scula lucrează de multe ori în condiții în care acești parametri nu rămîn constanți. Din acest motiv, stabilirea unei relații de durabilitate pentru cazul general capătă o importanță deosebită.

La frezare, luînd în considerare factorii care influențează uzura tăișurilor dinților frezei, mărimea uzurii care determină durabilitatea [1, 2]poate fi calculată cu relația :

$$U = C_u \cdot v^{x_1} \cdot \tau^{x_2} \cdot B^{x_3} \cdot t^{x_4} \cdot s_d^{x_5} \cdot D^{x_6} \cdot z^{x_7}, \qquad (1)$$

în care s-a notat cu :

C_u — coeficientul care depinde de parametrii geometrici ai dintelui sculei ;
v — viteza de așchiere ;
τ — timpul de lucru continuu al sculei, pînă la atingerea uzurii U ;
B — adîncimea secundară de așchiere ;
t — adîncimea de așchiere ;
s_d — avansul pe dinte ;
D — diametrul sculei ;
z — numărul de dinți ai sculei ;
$x_1...x_7$ — coeficienți care depind de materialul sculei și al piesei de prelucrat.

După un anumit interval de lucru continuu al frezei, se ajunge la uzura limită finală U_f, stabilită în prealabil. În acest caz, pentru $\tau = T$ și $U = U_f$, relația (1) poate fi scrisă sub forma cunoscută cu care se determină durabilitatea :

$$T = \frac{C \cdot D^q}{v^z \cdot B^X \cdot t^r \cdot sd^Y \cdot Z^p}. \qquad (2)$$

Utilizarea corectă a acestei relații este condiționată însă de menținerea constantă a adîncimii de așchiere și a avansului pe dinte, adică :

$$t = \text{const. și } s_d = \text{const.}$$

deoarece numai în acest caz sînt valabili coeficienții c, z, x, y, r, p (sînt determinați pentru aceste condiții).

În realitate, în special la prelucrările de degroșare și prin copiere, freza este supusă la solicitări variabile în cursul aceleiași treceri, datorită variației adîncimii de așchiere. Pentru eliminarea acestor solicitări variabile se impune ca prelucrarea să se execute tot timpul cu aceeași forță de așchiere. În acest caz, la modificarea adîncimii de așchiere, se va modifica și avansul pe dinte, așa că vor exista întotdeauna cazuri cînd $t \neq$ const. și $s_d \neq$ const.

Este evident că în aceste situații (prelucrarea cu forță constantă) aplicarea relației (2) duce la rezultate eronate.

Pentru găsirea unei relații aplicabilă și în aceste condiții ($t \neq$ const. și $s_d \neq$ const.) se scrie dependența durabilității de secțiunea de așchiere, care poate fi reprezentată în coordonate logaritmice, ca și dependența de viteza de așchiere, sub forma aproximativă a unei linii drepte (fig. 1). În acest caz se obține relația :

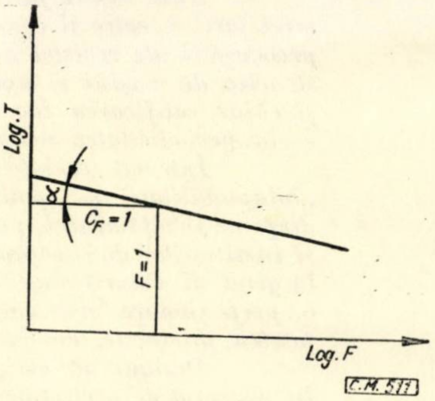


Fig. 1

$$T = \frac{C_F}{F^{y_T}}, \qquad (3)$$

în care s-a notat cu :

F — secțiunea de așchiere ($F = t \cdot s_d$) ;
C_F — durabilitatea pentru o secțiune de așchiere egală cu 1 cm² ;
y_T — tg α — adică panta dreptei de durabilitate.

Din relația (3) rezultă că, pentru menținerea constantă a durabilității pe tot parcursul prelucrării, este necesar ca secțiunea de așchiere să rămînă constantă.

Cum însă în cazul general, la prelucrările obişnuite, adîncimea de aşchiere se modifică, rezultă că secţiunea de aşchiere nu este constantă.

Durabilitatea unei scule poate fi exprimată şi prin lungimea drumului parcurs de muchia aşchietoare cu o anumită viteză sau prin volumul de aşchii detaşat cu o anumită viteză de aşchiere pînă la atingerea criteriului de uzură stabilit, adică :

$$T = \frac{L}{v} \tag{4}$$

sau :

$$T = \frac{V}{v}. \tag{5}$$

Indicînd, pentru aprecierea unui proces de prelucrare, durabilitatea în lungime de drum sau volum de aşchii, acestea reprezintă cîturi raportate la criteriul de uzură adoptat, care se precizează însă separat, dar se subînţelege. Identificînd pentru simplificare aceste mărimi de referinţă cu durata dintre două reascuţiri ale sculei (deoarece durabilitatea este timpul sau drumul parcurs între două reascuţiri), indicarea unui drum de durabilitate de lungime L sau a unui volum de durabilitate de mărime V corespund în realitate cu expresia L sau V pe o ascuţire, ceea ce are o mare importanţă pentru calculul unui proces tehnologic.

Înlocuind în relaţia (3) expresia durabilităţii obţinută în (5) şi secţiunea de aşchiere cu elementele care o compun, se obţine :

$$V = \frac{C_F \cdot v}{(t \cdot s_d)^{y_T}}. \tag{6}$$

Ştiind că forţa de aşchiere este dată de expresia :

$$F_t =_t \frac{C_F \cdot t^{y_F} \cdot s_d^{x_F} \cdot B \cdot z}{D^{q_F}},$$

rezultă că :

$$t = \frac{F_t^{\frac{1}{y_F}} \cdot C_1}{s_d^{\frac{x_F}{y_F}}}, \tag{7}$$

în care :

$$C_1 = \left(\frac{D^{q_F}}{C_F \cdot B \cdot z} \right)^{\frac{1}{y_F}}.$$

Înlocuind pe (7) în (6), se obţine relaţia căutată :

$$V = \frac{C_2 \cdot v}{F_t^a \cdot s_d^b}, \tag{8}$$

în care :

$$C_2 = \frac{C_F}{C_{1_T}^{y}} \; ; \quad a = \frac{y_T}{y_F} ; \, b = y_T \left(1 - \frac{x_F}{y_F} \right).$$

Din relaţia (8) rezultă că volumul de aşchii, care asigură criteriul de uzură stabilit pentru o anumită viteză de aşchiere, depinde de forţa de aşchiere şi avansul pe dinte. De asemenea această relaţie are un caracter general, putînd fi aplicată atît la prelucrarea cu forţă constantă cît şi la prelucrarea cu avans constant.

Cum exponentul lui s_d este mult mai mic decît al lui F_t (aproximativ de 7,25 ori), rezultă că influenţă mai mare asupra uzurii sculei va avea forţa de aşchiere. De exemplu, dacă se măreşte avansul pe dinte de două ori, în cazul prelucrării cu forţă constantă, adîncimea de aşchiere trebuie să se modifice cu valoarea dată de expresia :

$$t_2 \approx t_1 \left(2^{\frac{1}{x_F}}\right)^{\frac{1}{y_F}} \approx 0{,}56 \, t_1,$$

iar volumul de aşchii şi deci şi uzura sculei se va schimba după relaţia :

$$V_2 = V_1 \left(\frac{1}{2} \right)^b.$$

Pentru

$$y_T = 0{,}8 ; \quad x_F = 0{,}72 ; \quad \text{şi } y_F = 0{,}86$$

se obţine :

$$V_2 \approx 0{,}915 \cdot V_1.$$

Pentru aceeaşi modificare a adîncimii de aşchiere ($t = 0{,}56 \; t_1$) la prelucrarea cu avans constant se obţine :

$$V_2 = 0{,}56^{y_T} \cdot V_1$$

sau :

$$V_2 = 0{,}62 \cdot V_1.$$

Rezultă deci că în cazul prelucrării cu forţă constantă, la modificarea adîncimii de aşchiere aproximativ de două ori, uzura sculei se modifică cu numai 10 %, pe cînd la prelucrarea cu avans constant, la aceeaşi modificare a adîncimii de aşchiere, uzura sculei se modifică cu aproximativ 40 %.

De aici se poate trage concluzia că la prelucrarea cu forţă constantă, pe lîngă faptul că se asigură o durabilitate sensibil constantă, se obţine şi o uzură mult mai mică a sculei comparativ cu prelucrarea cu avans constant.

Pentru verificarea experimentală a relaţiei analitice deduse (8) cît şi pentru punerea în evidenţă a superiorităţii prelucrării cu forţă constantă faţă de prelucrarea clasică, s-a prelucrat un număr de trei piese identice a căror formă şi dimensiuni sînt prezentate în figura 2.

Pentru ca experimentările să se facă în condiţii identice, în ceea ce priveşte construcţia şi materialul sculei, materialul piesei şi modul de prindere al acestora, s-a adoptat următoarea schemă de prelucrare : în lungul piesei, pe suprafaţa supusă prelucrării, s-a executat un canal cu lăţimea de 5 mm pînă la un nivel cu 2 mm sub adîncimea de reglare a sculei, separînd astfel suprafaţa de prelucrat în două părţi identice ca formă şi dimensiuni. O parte a acestei piese s-a prelucrat cu jumătate din lungimea frezei, folosind prelucrarea cu forţă constantă, iar cealaltă parte s-a prelucrat cu a doua jumătate a aceleiaşi freze, folosind prelucrarea cu avans constant.

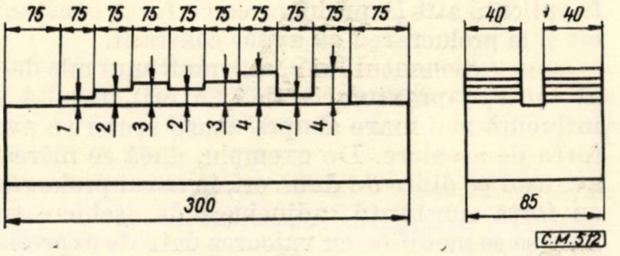


Fig. 2

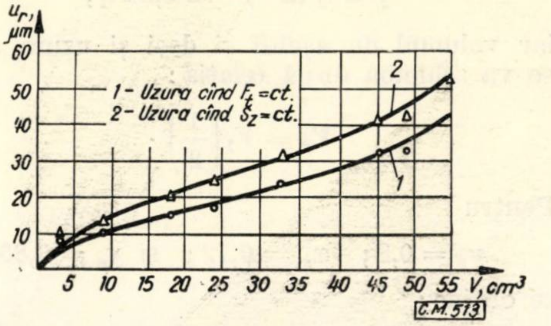


Fig. 3

De asemenea pentru a exista un criteriu comun de comparare a rezultatelor obţinute, în loc de durata timpului de prelucrare s-a utilizat volumul de aşchii îndepărtat.

Rezultatele măsurărilor efectuate sînt prezentate în diagrama din figura 3.

Din această diagramă se vede că, la prelucrarea cu forţă constantă (curba *1*), uzura sculei este mult mai mică decît la prelucrarea cu avans constant (curba *2*).

Adoptînd drept criteriu de uzură, pentru o anumită durabilitate, valoarea de 40 μm, se vede că, în cazul prelucrării cu forţă constantă, volumul de aşchii îndepărtat este de 53,5 cm^3 faţă de 44 cm^3 la prelucrarea cu avans constant, adică de 1,2 ori mai mare. Acest lucru confirmă că relaţia analitică stabilită reflectă fenomenul real de desfăşurare a uzurii sculei în procesul de aşchiere.

În concluzie se poate aprecia că prelucrarea cu forţă constantă asigură o uzură a sculei mai mică decît în cazul prelucrării clasice (cu avans constant) din cauză că prelucrarea se execută tot timpul cu avansul optim, asigurînd în felul acesta o lungime minimă de contact între piesă şi muchia aşchietoare a sculei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Beekhaus, H.* Einfluss der Kontaktbedingungen auf das Standzeitverhalten von Stirnfräsern. In: Anzeiger Industrie, nr. 44, 1968.

[2] *Blanpain. E.* Principalii factori de uzură ai unei scule de tăiere. În: Caiet selectiv, nr. 11, 1964.

CZ 629.114.6.073

Contribuţii privind calculul domeniului de stabilitate al autoturismelor

Conf. dr. ing. Vasile CÎMPIAN — Institutul politehnic – Braşov

Şef lucr. dr. ing. Nicolae SEITZ — Institutul politehnic – Braşov

Prin stabilitatea automobilului se înţelege în general susceptibilitatea acestuia la derapări şi răsturnări. Prin stabilitatea mişcării automobilului se restrînge întrucîtva cuprinsul de mai sus, înţelegîndu-se prin aceasta capacitatea automobilului de a-şi păstra traiectoria impusă chiar sub acţiunea unor perturbaţii instantanee sau permanente. În domeniul instabil al mişcării, aceste perturbaţii pot provoca deraparea automobilului.

În domeniul stabilităţii mişcării automobilului există o vastă experienţă practică şi constructivă. În schimb teoria stabilităţii automobilului este incompletă, astfel încît nu există posibilitatea de a prezenta interacţiunea diferiţilor factori şi influenţa fiecăruia asupra stabilităţii automobilului. Această deficienţă se resimte în special în domeniul proiectării. Cauza principală a acestei stări de lucruri o constituie complexitatea fenomenului care poate fi descris numai printr-un aparat matematic complex, insuficient perfecţionat. În prezent se apreciază stabilitatea mişcării pe baza criteriului Harwitz-Routh care prezintă dezavantajul că limitează studiul numai la cazul mişcării stabile, adică la domeniul cel mai puţin interesant. În cele ce urmează se vor arăta unele concluzii asupra stabilităţii mişcării obţinute pe baza unui criteriu care poate fi aplicat şi în cazul mişcării nestaţionare.

1. *Considerații asupra unor probleme legate de stabilitate*

Legătura dintre automobil și conducătorul auto poate fi reprezentată printr-un circuit de reglare (fig. 1) în care automobilul reprezintă elementul de lucru, iar conducătorul auto, regulatorul.

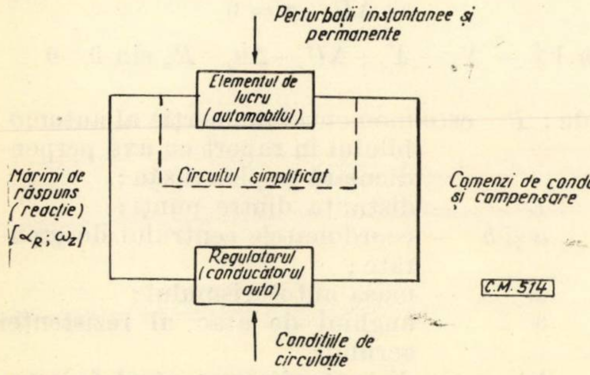

Perturbații instantanee și permanente
Elementul de lucru (automobilul)
Circuitul simplificat
Mărimi de răspuns (reacție) [α_R; ω_z]
Comenzi de conducere și compensare
Regulatorul (conducătorul auto)
Condițiile de circulație
C.M. 514

Fig. 1. Legătura automobil-conducător reprezentată sub forma unui circuit de reglare.

Conducătorul stă sub influența condițiilor de circulație, la care adaptează mișcarea automobilului prin comenzi. Asupra automobilului acționează atît comenzile cît și perturbațiile din partea căii și a altor factori. Automobilul reacționează la aceste acțiuni și transmite reacțiile sale prin mărimi de răspuns conducătorului. În funcție de aceste mărimi de răspuns, conducătorul emite comenzi de compensare, prin organele de conducere. În cazul cînd mărimile de răspuns depășesc o anumită valoare și creșterea în timp e mare, conducătorul nu mai poate efectua compensarea și pierde astfel controlul asupra automobilului.

Un interes deosebit îl prezintă condițiile în care automobilul are el însuși un circuit de reglare interior, compensînd singur efectul perturbației. Considerînd drept mărimi de răspuns unghiul de deviere rezultant al pneurilor și viteza unghiulară a automobilului în jurul unei axe perpendiculare pe cale, condițiile de stabilitate se prezintă în acest caz sub forma :

$$\lim_{t \to \infty} \alpha_R(t) \leqslant P, \text{ respectiv } \lim_{t \to \infty} \omega_Z \leqslant R, \qquad (1)$$

unde : α_R este unghiul de deviere rezultat al pneurilor ;
ω_z — viteza unghiulară a automobilului în jurul axei perpendiculare pe cale ;
P și R — două mărimi constante, arbitrar alese, care corespund cu mărimea α_R respectiv ω_z, produse de perturbația instantanee la $t = 0$.

Trebuie remarcat faptul că atît α_R cît și ω_Z sînt mărimi de răspuns ale automobilului și care pot fi percepute de conducătorul auto. Evoluția lui α_R și ω_z depinde de parametrii geometrici ai automobilului și de greutatea lui, de forțele de legătură cu solul, de regimul de deplasare, de elasticitatea sistemului de direcție etc.

Automobilul se sprijină, prin intermediul pneurilor, elastic pe calea de rulare. Forța de aderență a pneurilor cu solul se consumă parțial pentru forța periferică de tracțiune sau frînare și parțial pentru forța de ghidare laterală. Între aceste două forțe există o interdependență strînsă. Această interdependență este influențată de cale prin coeficientul de aderență și prin regimul de deplasare.

Pentru unghiuri de deviere mici există o variație liniară între forța de ghidare și unghiul de deviere. Astfel :

$$Y = k \cdot \alpha, \qquad (2)$$

unde k este rigiditatea laterală a pneului. În figura 2 se prezintă variația rigidității laterale a pneului în funcție de construcție, presiunea interioară și sarcina radială. Rigiditatea laterală a pneului este influențată și de forța periferică.

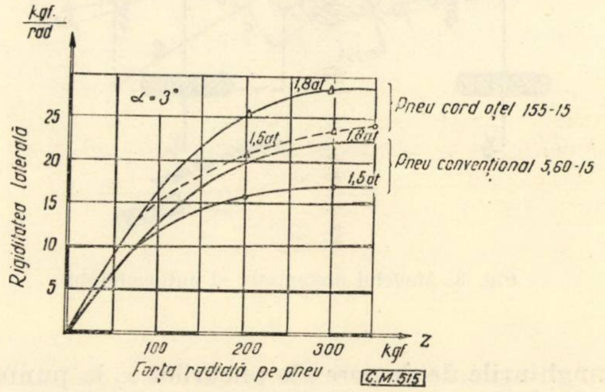


Fig. 2. Caracteristica pneurilor 5,60 – 15 și 155 – 15.

Astfel :

$$k = k_0 \sqrt{1 - \left(\frac{u}{\varphi_z}\right)^2} = k_0 \cdot f_u , \qquad (3)$$

unde φ este coeficientul de aderență ;
z — sarcina radială pe pneu ;
U — forța periferică la roată ;
k_0 — rigiditatea laterală nominală, corespunzătoare unei anumite sarcini radiale pe pneu și unei presiuni interioare anumite (se obține din fig. 2).

După cum se observă din relația (3), rigiditatea laterală este influențată de calitatea și starea drumului prin intermediul coeficientului de aderență φ. Acest coeficient de aderență scade liniar cu viteza de deplasare.

Cu aceste consideraţii iniţiale se poate trece la calculul domeniului de stabilitate pe baza unui model matematic simplificat.

Întrucît se urmăreşte influenţa principalilor parametri de bază ai automobilului asupra sensibilităţii, se consideră o direcţie rigidă, fapt ce simplifică calculele sensibil fără a reduce simţitor valoarea concluziilor pentru cazurile considerente.

2. *Modelul matematic simplificat*

Pentru studiul stabilităţii mişcării la deplasarea în linie dreaptă se consideră că, datorită elasticităţii pneurilor, axa longitudinală a autoturismului poate oscila în raport cu direcţia de mers cu unghiul ε, sub acţiunea unei rafale de vînt lateral (fig. 3). Prin aceasta iau naştere unghiurile de deviere ale pneurilor α_f la puntea din faţă şi α_s la puntea din spate. Valoarea acestor unghiuri nu depăşeşte 4 — 6°. Ca urmare a acestui lucru se poate adopta o variaţie liniară între forţele de ghidare Y şi unghiurile de deviere α. Făcînd această simplificare, concluziile se limitează la faza de început a pierderii stabilităţii mişcării provocată de perturbaţia instantanee considerată.

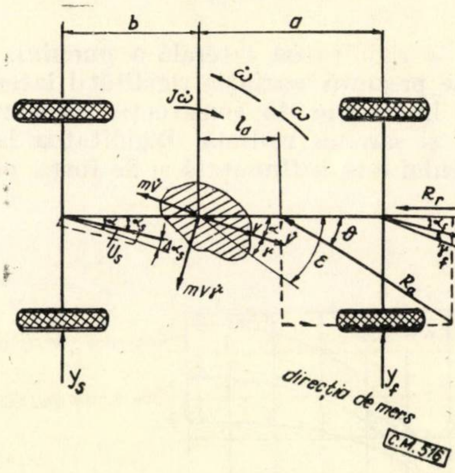


Fig. 3. Modelul matematic al automobilului.

Din figura prezentată rezultă că asupra autoturismului acţionează forţele periferice U_f şi U_s, rezistenţa la rulare R_r, rezistenţa aerului R_a şi rezistenţa la pantă R_p. Sub acţiunea unghiului de deviere al pneului, vectorul va devia în raport cu direcţia de mers cu unghiul γ, lucru ce duce la apariţia acceleraţiei transversale.

Ţinînd cont de forţele din figura 3, se pot scrie ecuaţiile de echilibru în raport cu sistemul de referinţă mobil format de acceleraţia longitudinală şi transversală, a cărui origine se află în centrul de greutate, ecuaţii care au următoarea formă:

$$\begin{cases} U_f + U_s - m\dot{V} - R_r - R_a \cos\vartheta - R_p = 0 \\ I\dot{\omega} - R_a \sin\vartheta\, l_a + Y_f \cdot a + Y_s \cdot b - \Delta U_s\, b - \\ \qquad - \Delta U_f \cdot a = 0 \\ m\,V\mathring{\gamma} - Y_s + Y_f + \Delta U_s - \Delta u_f - R_a \sin\vartheta = 0 \end{cases} \tag{4}$$

unde: I este momentul de inerţie al automobilului în raport cu axa perpendiculară pe planul său;

L — distanţa dintre punţi;

a şi b — coordonatele centrului de greutate;

m — masa autoturismului;

ϑ — unghiul de atac al rezistenţei aerului;

l_a — distanţa dintre centrul de greutate şi centrul de presiune;

ω — viteza unghiulară de rotire a autoturismului în planul căii;

$\dot{\omega}$ — acceleraţia unghiulară a autoturismului în planul căii.

Adoptînd ca unghi de deviere de referinţă unghiul α din centrul de greutate, se obţine:

$$\alpha_s = \alpha + \frac{b \cdot \omega}{V}, \text{ respectiv } \alpha_f = \alpha - \frac{a\omega}{V}. \tag{5}$$

Ca urmare a acestui lucru, componentele transversale ale forţelor periferice au următoarele expresii:

$$\Delta U_s = U_s\, \Delta\alpha_s = U_s\,(\alpha_s - \alpha) = U_s \frac{b \cdot \omega}{V}, \tag{6}$$

$$\Delta U_f = U_f\, \Delta\alpha_f = U_f\,(\alpha - \alpha_f) = U_f \frac{a \cdot \omega}{V}. \tag{7}$$

Pentru forţele laterale de ghidare rezultă următoarele expresii:

$$Y_s = k_s \cdot \alpha_s = k_s\left(\alpha + \frac{b \cdot \omega}{V}\right), \tag{8}$$

$$Y_f = k_f \cdot \alpha_f = k_f\left(\alpha - \frac{a\omega}{V}\right), \tag{9}$$

unde k_f şi k_s reprezintă rigidităţile laterale ale pneurilor de la puntea din faţă şi respectiv spate.

În urma înlocuirilor se observă că ecuaţiile de mişcare date de sistemul (4) se transformă într-un sistem de ecuaţii diferenţiale cu două necunoscute de ordinul I, necunoscutele fiind chiar variabilele independente care definesc stabilitatea mişcării.

Pentru a obţine o uniformitate dimensională a variabilelor independente şi o scriere simplificată se efectuează substituţia $\rho = \frac{b\cdot\omega}{V}$, astfel încît ρ va reprezenta unghiul dintre viteza longitudinală şi cea transversală în dreptul punţii din spate.

După cum se observă, cazul $V = 0$ reprezintă o discontinuitate care se află însă în afara domeniului real de deplasare.

Ca urmare a substituţiilor arătate rezultă că :

$$\omega = \dot{\rho}\frac{V}{b} + \frac{V}{b}\rho. \tag{10}$$

Din figura 3 rezultă că $\frac{d\varepsilon}{dt} = \dot{\varepsilon} = \omega$, astfel că $\dot{\gamma} = \omega - \dot{\alpha}$. Înlocuindu-se relaţiile de mai sus în sistemul (4) şi grupînd termenii, se obţine sistemul :

$$\left\{\begin{aligned} \dot{\rho} &= \frac{b}{I\cdot V}\Big[(-k_s\cdot b - k_f\cdot a)\,\alpha + \Big(-k_s\cdot b + \\ &\quad + k_f\frac{a^2}{b} + U_s\cdot b + U_f\frac{a^2}{b} - \frac{I\dot{V}}{b}\Big)\rho + R_a l_a \sin\vartheta\Big] \\ \dot{\alpha} &= \frac{1}{m\cdot V}\Big[(-k_s + k_f)\,\alpha + \Big(-k_f\frac{a}{b} - \\ &\quad - k_s - U_f\frac{a}{b} + U_s + \frac{mV^2}{b}\Big)\rho - R_a\sin\vartheta\Big] \end{aligned}\right. \tag{11}$$

unde :

$$\dot{V} = \frac{U_f + U_s - R_r - R_a\cos\vartheta\; R_p}{m}.$$

În cazul cînd se consideră $v = 0$ (lipsa vîntului lateral), sistemul devine un sistem de ecuaţii diferenţiale omogene de gradul I avînd următoarea formă :

$$\begin{aligned} \dot{\rho} &= \frac{b}{I\cdot V}a_{11}\,\alpha + a_{12}\frac{b}{I\cdot V}\rho = a_{11}\,\alpha + a_{12}\rho, \\ \dot{\alpha} &= \frac{1}{m\cdot V}a_{21}\,\alpha + \frac{1}{m\cdot V}a_{22}\,\rho = a_{21}\,\alpha + a_{22}\,\rho, \end{aligned} \tag{12}$$

unde :

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{k_s b^2 - k_f ab}{I\cdot V};\; a_{12} = \\ &= \frac{k_s b^2 + k_f a^2 + U_s b^2 + U_f a^2 - I\cdot\dot{V}}{I\cdot V}, \\ a_{22} &= \frac{-k_f\cdot a - k_s\cdot b - U_f\cdot a + U_s b + mV^2}{b\cdot m}\cdot\frac{1}{V}; \\ a_{21} &= \frac{-k_s + k_f}{m}\cdot\frac{1}{V}. \end{aligned} \tag{13}$$

Prin urmare ecuaţiile de mişcare ale unui autoturism în mişcare nestaţionară pot fi reduse la un sistem de ecuaţii diferenţiale liniare

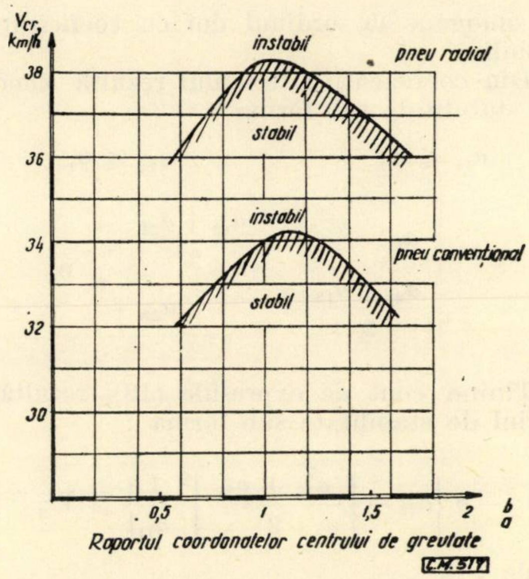


Fig. 4. Variaţia domeniului de stabilire în funcţie de poziţia centrului de greutate.

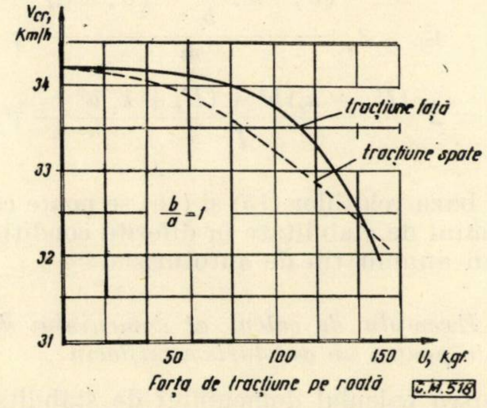


Fig. 5. Variaţia vitezei critice la demaraj în funcţie de aşezarea punţii motoare pentru $b/a = 1$.

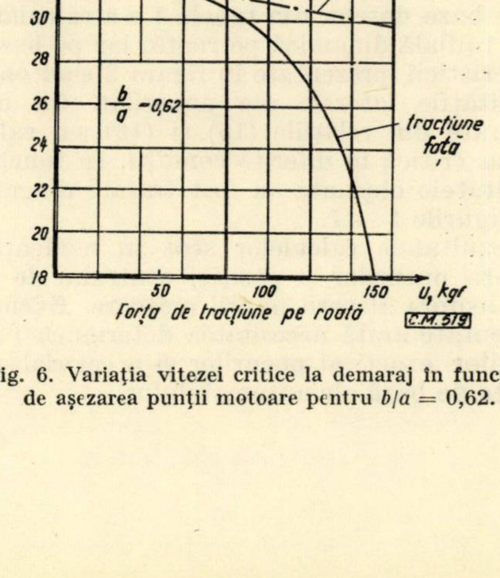


Fig. 6. Variaţia vitezei critice la demaraj în funcţie de aşezarea punţii motoare pentru $b/a = 0{,}62$.

şi omogene de ordinul doi cu coeficienţi variabili.

Din coeficienţii sistemului rezultă condiţiile de stabilitate sub forma :

$$a_{11} \leqslant 0 ; \qquad a_{22} \leqslant 0,$$

$$\begin{vmatrix} a_{11} & \dfrac{a_{12}+a_{21}}{2} \\ \dfrac{a_{21}+a_{12}}{2} & a_{22} \end{vmatrix} \geqslant 0. \qquad (14)$$

Ţinînd cont de expresiile (13), rezultă criteriul de stabilitate sub forma :

$$b\left\{a'_{22} - \left[\frac{a'_{12}+a'_{21}}{2}\right]^2 \frac{1}{a'_{11}}\right\} \geqslant V^2, \qquad (15)$$

unde :

$$a'_{11} = 2\,\frac{k_s \cdot b^2 + k_f\, a \cdot b}{\mathrm{I}} ; \; a'_{12} = 2\,\frac{k_f - k_s}{m},$$

$$a'_{22} = 2\,\frac{(U_f + k_f)\dfrac{a}{b} - (U_s - k_s)}{m} ;$$

$$a'_{21} = 2\,\frac{(U_s - k_s)\,b^2 + (U_f + k_f)a^2}{I} - \dot{V}. \qquad (16)$$

Pe baza relaţiilor (15) şi (16) se poate calcula domeniul de stabilitate în diferite condiţii pentru un anumit tip de autoturism.

3. *Exemplu de calcul al domeniului de stabilitate pentru un autoturism mijlociu*

Pentru calculul domeniului de stabilitate în ipotezele efectuate la determinarea condiţiilor de stabilitate, şi anume :

— deplasarea în linie dreaptă,

— mărimea perturbaţiei instantanee provoacă un unghi de deviere mic şi oscilaţia produsă se amortizează fără intervenţia conducătorului, s-a considerat un autoturism ale cărui date rezultă din tabela 1.

Pe baza datelor din tabela 1 s-a calculat sarcina radială dinamică pe roată, iar pe baza caracteristicii prezentate în figura 2 s-au obţinut rigidităţile laterale ale pneurilor. Cu datele obţinute din relaţiile (15) şi (16) s-a calculat viteza critică în diferite condiţii. În funcţie de rezultatele obţinute au fost trasate diagramele din figurile 4 — 7.

Rezultatele calculelor scot în evidenţă influenţa pneurilor şi poziţiei centrului de greutate asupra alegerii punţii motoare. Exemplele prezentate arată necesitatea determinării parametrilor exacţi ai pneurilor şi a celorlalte elemente de bază ale automobilului.

Tabela 1

Datele autoturismului din exemplul de calcul

Parametrul	Simbol	Unitatea de măsură	Variante	Mărimea
Ampatamentul	L	mm		2247
Momentul de inerţie	I	kgfms^2		140
Greutatea totală	G	kgf		1100
Înălţimea centrului de greutate	hg	mm		500
Masa	m	kg		111
Pneuri			A	560—15
			B	155—15
Coordonatele centrului de greutate în planul orizontal	a/b	m/m	I	1,62
			II	1,2
			III	1
			IV	0,62
Puntea motoare			X	faţă
			Y	spate
Rigiditatea laterală a pneurilor (statică)	kf/ks	kgf/rad/kgf	I A	1740/2300
			B	2180/2900
			II A	1800/2780
			B	2250/2860
			III A	2200/2200
			B	2800/2800
			IV A	2300/1740
			B	2900/2180
Forţa de tracţiune la puntea motoare	Uf/Us	kgf	u	2×50
			v	2×100
			w	2×150

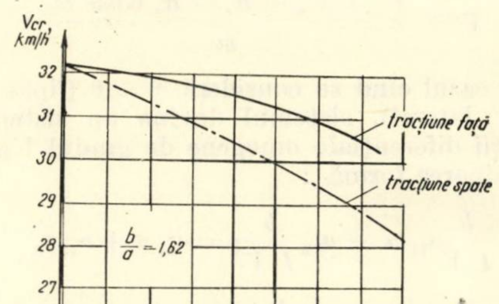


Fig. 7. Variaţia vitezei critice în funcţie de aşezarea punţii motoare pentru $b/a = 1,62$.

Din cele determinate se observă că, în cazul unei aderenţe bune pe şosea, începutul instabilităţii se află în jurul a 35 — 38 km/h, în funcţie de tipul pneurilor. Observaţii practice sumare arată că zona limită se întinde, la un autoturism de tipul Dacia 1100, pînă la 60—65 km/h. După această viteză în sus, stabilitatea mişcării se realizează numai printr-un circuit de reglare în care se include şi conducătorul auto.

Problemele pot fi extinse şi asupra influenţei pe care o joacă alţi parametri asupra stabilităţii mişcării, cum sînt unghiul de cădere, elasticitatea direcţiei etc. În aceste cazuri, volumul de calcul se măreşte evident. Pentru studiul teoretic al stabilităţii în curbă, în regim nestaţionar de deplasare, aparatul matematic este încă deficitar.

În concluzie, lucrarea de faţă arată modul cum pot fi alese la proiectare elementele automobilului care oferă un maximum de stabilitate a mişcării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ellis, I. R.* The dynamics of vehicles during braking. Symposium june 1963, Institution of Mechanical Engineers. Londra, 1963.

[2] *Seitz, N.* Stabilitatea autotrenurilor la frînare cu aplicaţie la autocamioanele şi remorcile de construcţie românească. Teză de doctorat, Inst. pol. Bucureşti, 1969.

[3] *Mihailov, F. A.* Svabodnîe kolebania lineinîh sistem peremenîm parametram. Moscova, Nauka, 1966.

CZ 621.833

Asupra roţilor dinţate „minimale“ cu profil în evolventă

Prof. dr. ing. Traian DEMIAN – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Dumitru TUDOR – Şef de lucrări – Institutul politehnic – Bucureşti

Reducerea dimensiunilor roţilor dinţate din mecanica fină — încadrată în tendinţa actuală de miniaturizare a aparatelor şi instalaţiilor — se poate face prin micşorarea modulului sau a numărului de dinţi.

Greutăţile de execuţie şi de adoptare a unor cîmpuri de toleranţă corespunzătoare împiedică, practic, construcţia roţilor cu module sub 0,1mm. De aceea, utilizarea roţilor dinţate minimale avînd (1—5) dinţi reprezintă o soluţie mai uşor de realizat. Constructiv, aceste roţi pot avea danturi drepte, în trepte sau înclinate.

Numărul mic de dinţi cere o deplasare pozitivă mare, ceea ce are drept urmare subţierea dintelui la vîrf pînă la lungimi de arc teoretic nule. In aceste condiţii, pentru a obţine valori supraunitare ale gradului de acoperire şi pentru a evita subtăierea, profilul dinţilor se realizează cu scule speciale.

Pentru *dantura dreaptă*, folosită rar, în lucrarea [1], la un angrenaj ca cel din figura 1, s-au propus cremalierele sculă reprezentate în figura 2, *a* (pentru pinion) şi 2, *b* (pentru roată). Se observă că înălţimea piciorului dintelui se reduce foarte mult la cea pentru pinion. Soluţiile adoptate vor reduce ascuţirea la deplasările pozitive mari şi vor evita subtăierea.

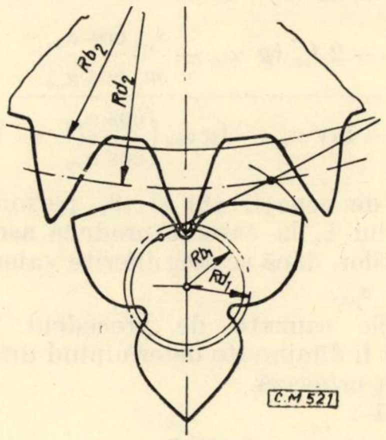


Fig. 1

Roţile cu *dantură în trepte* se folosesc, de asemenea, foarte rar, din cauza sculelor speciale necesare pentru execuţia dinţilor. În plus, teoretic, un caz limită al acestora îl reprezintă roţile cu dinţi înclinaţi la care gradul de acoperire poate fi mai uşor modificat, influenţînd asupra lăţimii roţii şi unghiului de înclinare al dinţilor. De aceea cele mai convenabile, ca execuţie şi utilizare practică, sînt roţile minimale cu dinţi înclinaţi.

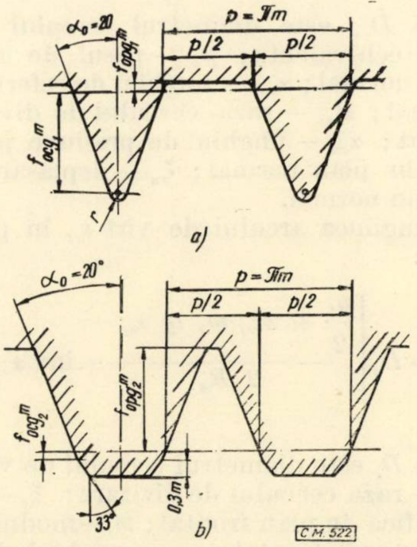


Fig. 2

Roţile minimale cu *dantură înclinată*, deşi asemănătoare în mare măsură cu cele obişnuite cu dantură înclinată, ridică probleme legate de alegerea diametrului semifabricatului şi determinarea parametrilor geometrici ai danturii.

Pentru a evita ruperea dintelui la vîrf şi zgîrierea flancului roţii conjugate se pune problema calculului diametrului semifabricatului pentru pinion, astfel încît în urma prelucrării să se păstreze o valoare minimă a arcului de vîrf. În acest scop, se consideră că parametrii geometrici ai sculei cremaliere diferă de cei ai cremalierei generatoare obişnuite, prin aceea că înălţimea piciorului sculei este o mărime variabilă şi diferită de înălţimea capului de referinţă normal.

După cum se ştie, formula pentru determinarea arcului de vîrf s_e al roţii are forma :

$$s_e = D_e \left(\frac{s_d}{2\,R_d} + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_e \right), \tag{1}$$

unde D_e este diametrul cercului de vîrf al roţii ; R_d — raza cercului de divizare a roţii ; s_d — lungimea arcului dintelui pe cercul de divizare ; α_0 — unghiul de referinţă a profilului ; α_e — unghiul de presiune pe cercul de vîrf.

Pe această bază, la roata cu dinţi înclinaţi arcul de vîrf s_{en} în plan normal va fi :

$$s_{en} = D_{en} \left[\frac{\frac{p_n}{2} + 2\,\xi_n\, m_n \operatorname{tg} \alpha_{on}}{2\,R_{de}} + \operatorname{inv} \alpha_{on} - \operatorname{inv} \alpha_{en} \right], \tag{2}$$

unde D_{en} este diametrul cercului de vîrf al roţii echivalente ; p_n — pasul de referinţă în plan normal ; α_{on} — unghiul de referinţă în plan normal ; R_{de} — raza cercului de divizare echivalent ; α_{en} — unghiul de presiune pe cercul de vîrf în plan normal ; ξ_n — deplasarea specifică în plan normal.

Lungimea arcului de vîrf s_{ef} în plan frontal este :

$$s_{ef} = D_e \left[\frac{\frac{p_f}{2} + 2\xi_f\, m_f\, tg\, \alpha_{of}}{2\,R_d} + \operatorname{inv} \alpha_{of} - \operatorname{inv} \alpha_{ef} \right], \tag{3}$$

unde D_e este diametrul cercului de vîrf al roţii ; R_d — raza cercului de divizare ; ξ_f — deplasarea specifică în plan frontal ; m_f — modulul frontal ; p_f — pasul frontal ; α_{of} — unghiul de referinţă în plan frontal ; α_{ef} — unghiul de presiune pe cercul de vîrf în plan frontal.

Utilizînd, după cum este firesc, relaţia (2), în care :

$$2\,R_{de} = m_n\, z_e,$$

se poate scrie :

$$D_{en} = m_n \left[z_e + 2\, f_{on} + 2\,\xi_n - 2\,(\xi_{sn} - \lambda_n) \right], \tag{4}$$

unde z_e este numărul de dinţi echivalent al roţii ; f_{on} — coeficientul înălţimii capului dintelui în planul normal (admis variabil) ; $2(\xi_{sn} - \lambda_n)$ — termen prin care s-ar putea scurta înălţimea dinţilor, creîndu-se un joc la fundul danturii.

Deoarece la pinion micşorarea suplimentară a diametrului semifabricatului nu este necesară, se poate renunţa la ultimul termen din relaţia (4), astfel că, înlocuind în (2), rezultă :

$$\frac{s_{en}}{m_n} = (z_e + 2\, f_{on} + 2\,\xi_n) \left[\frac{\frac{\pi}{2} + 2\,\xi_n \operatorname{tg} \alpha_{on}}{z_e} + \operatorname{inv} \alpha_{on} - \operatorname{inv} \alpha_{en} \right], \tag{5}$$

iar pentru unghiul α_{en} :

$$\cos \alpha_{en} = \frac{m_n\, z_e \cos \alpha_{on}}{m_n\,(z_e + 2 f_{on} + 2\,\xi_n)}. \tag{6}$$

Din (5) şi pentru o valoare $\frac{s_{en}}{m_n} = 0{,}2$ (limita de ascuţire a dinţilor recomandată în literatura de specialitate pentru roţile din mecanica fină) se poate determina deplasarea specifică a sculei în planul normal ξ_n, la care se produce ascuţirea limită, pentru un număr de dinţi z_e şi corespunzător unui coeficient al înălţimii capului dintelui în planul normal, dat. Relaţia (5) se mai poate scrie sub forma :

$$\begin{aligned} &4 \operatorname{tg} \alpha_{on}\, \xi_n^2 + [4\, f_{on} \operatorname{tg} \alpha_{on} + 2\, z_e \operatorname{tg} \alpha_{on} + 2\,(\operatorname{inv} \alpha_{on} - \\ &- \operatorname{inv} \alpha_{en})\, z_e + \pi]\, \xi_n + \pi\, f_{on} + (\operatorname{inv} \alpha_{on} - \operatorname{inv} \alpha_{en})\, z_e^2 + \\ &+ \left[2\,(\operatorname{inv} \alpha_{on} - \operatorname{inv} \alpha_{en})\, f_{on} + \frac{\pi}{2} - \frac{s_{en}}{m_n} \right] z_e = 0, \end{aligned} \tag{7}$$

iar din (6) se obţine :

$$\xi_n = \frac{z_e}{2} \left(\frac{\cos \alpha_{on}}{\cos \alpha_{en}} - 1 \right) - f_{on}, \tag{8}$$

care înlocuită în (7) va da :

$$z_e = \frac{\frac{\pi}{2} - 2\, f_{on} \operatorname{tg} \alpha_{on} - \frac{s_{en}}{m_n} \frac{\cos \alpha_{en}}{\cos \alpha_{on}}}{\operatorname{inv} \alpha_{en} - \operatorname{inv} \alpha_{on} - \operatorname{tg} \alpha_{on} \left(\frac{\cos \alpha_{on}}{\cos \alpha_{en}} - 1 \right)}. \tag{9}$$

Sistemul de ecuaţii (8) şi (9) permite determinarea lui ξ_n la care se produce ascuţirea limită a dinţilor, dacă se aleg diferite valori pentru z_e, f_{on} şi α_{en}.

Dificultăţile cauzate de procedeul arătat pînă aici pot fi diminuate determinînd direct pe ξ_n după cum urmează.

Se notează :

$$\alpha_{en} = \frac{z_e \cos \alpha_{on}}{b + 2\,\xi_n},$$

unde $b = z_e + 2\, f_{on}$, şi dezvoltînd $\operatorname{inv} \alpha_{en}$ în serie Taylor, în jurul valorii $\xi_{no} = a$ (valoarea a

se alege astfel ca să fie cît mai convenabilă pentru calcul), se obţine :

$$\operatorname{inv}\alpha_{en} = \operatorname{inv}\alpha_a + 2\frac{(\xi_n - a)\operatorname{tg}\alpha_a}{b+2a} + \frac{2(\xi_n - a)^2\operatorname{ctg}\alpha_a}{(b+2a)^2} - \frac{4(\xi_n - a)^3}{3(b+2a)^3}\left(\frac{2+\operatorname{ctg}^2\alpha_a}{\operatorname{tg}\alpha_a}\right) + \ldots \quad (10)$$

în care α_a se calculează din relaţia :

$$\cos\alpha_a = \frac{z\cos\alpha_0}{b+2a},$$

Pentru ca seria lui invα să fie suficient de rapid convergentă, dacă se neglijează termenul care îl conţine pe $(\xi - a)^3$ şi cei superiori lui, trebuie ales $b + 2a \geqslant 2$, în care, pentru domeniul roţilor dinţate minimale a va fi :

$$0 \leqslant a \leqslant 1{,}5.$$

Utilizînd acum ecuaţia (5), se poate scrie :

$$\frac{s_{en}}{m_n(b+2\xi_n)} = \frac{2\operatorname{ctg}\alpha_a}{(b+2a)^2}(\xi_n - a)^2 + 2\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha_a}{b+2a} - \operatorname{tg}\alpha_{on}\right)(\xi_n - a) + \operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha_{on} - \frac{\pi}{2} - 2a\operatorname{tg}\alpha_{on}. \quad (11)$$

Dacă, într-o primă aproximaţie, se neglijează termenul din partea stîngă a ecuaţiei (11), se poate calcula $(\xi_n - a)$, urmînd să fie satisfăcută inegalitatea $|(\xi_n - a)| \leqslant 0{,}50$. În caz contrar se realege a.

Pentru $\frac{s_{en}}{m_n} = 0{,}2$, în diagrama din figura 3 s-a reprezentat variaţia lui ξ_n în funcţie de numărul de dinţi echivalent z_e şi pentru diferite valori ale lui f_{on} cuprinse între 0,1 şi 1,1.

Pe aceeaşi diagramă apar valorile lui ξ_n la care începe subtăierea dinţilor pentru un coeficient de înălţime al capului dintelui cremalierei generatoare $f_{ong} = 1{,}0$ şi 1,1.

Pe baza datelor din literatura de specialitate se pot corecta valorile teoretice ale lui f_{ong}, utilizînd toleranţa de execuţie a sculei în două situaţii, astfel :

$$f_{ong} + 0{,}1 = 1{,}0 + 0{,}1 = 1{,}1 = f'_{ong},$$

$$f_{ong} + 0{,}1 = 1{,}1 + 0{,}1 = 1{,}2 = f'_{ong}$$

unde 0,1 reprezintă abaterea superioară indicată pentru capul dintelui cremalierei sculei în mecanica fină.

Relaţia de calcul pentru deplasarea specifică în plan normal (în vederea evitării fenomenului de subtăiere) va fi :

$$\xi_n = (f_{ong} + 0{,}1)\frac{z_{min} - z_e}{z_{min}}, \quad (12)$$

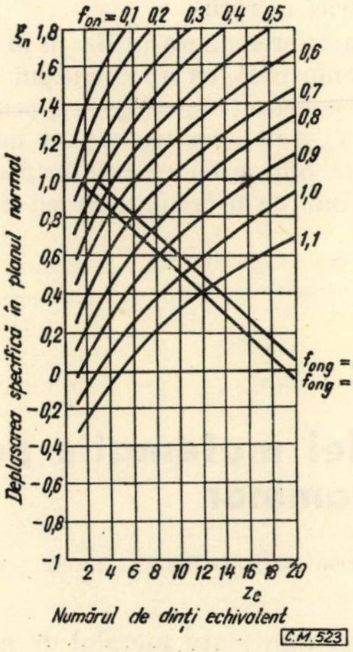


Fig. 3

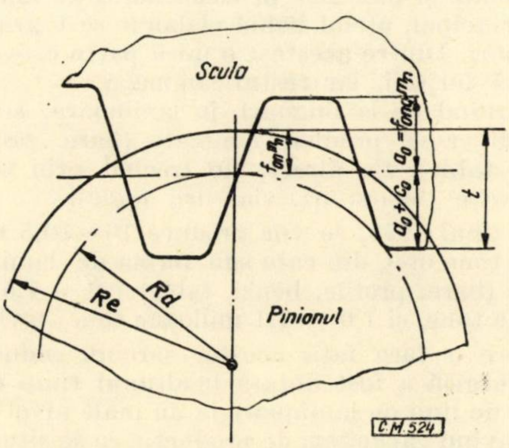


Fig. 4

iar pentru deplasarea specifică în plan frontal :

$$\xi_f = f'_{ofg} - \frac{z\sin^2\alpha_{of}}{2}, \quad (13)$$

astfel că :

$$\xi_n = f'_{ofg} - \frac{z\sin^2\alpha_{of}}{2\cos\beta}, \quad (14)$$

în care $f'_{ofg} = f'_{ong}\cos\beta$ şi $\xi_f = \xi_n\cos\beta$.

Pe baza celor de mai sus calculul geometric şi cinematic al roţilor dinţate minimale cu dinţi înclinaţi se poate desfăşura astfel :

Se determină deplasarea specifică ξ_n din (12) sau (14), după care, calculîndu-se numărul de dinți echivalent z_e, se stabilește f_{on} cu ajutorul diagramei din figura 3 și, pe baza acestuia, se determină parametrii principali ai pinionului, inclusiv valoarea s_{en}, care trebuie să fie $\geqslant 0{,}2\, m_n$. Se calculează pe calea obișnuită parametrii geometrici ai roții.

Întrucît cremaliera utilizată în acest caz este o sculă normală, cu un coeficient de înălțime al capului constant ($f_{on} = f'_{ong} = 1{,}0$ pentru $m_n > 1$ mm și $f'_{on} = f_{ong} = 1{,}1$ pentru $m_n < 1$ mm), rezultă că se poate obține cu ea un rezultat asemănător cu cel dat de o cremalieră cu un f_{on} variabil, dacă se limitează avansul radial la o valoare $t = a_0 + c_0 + f_{on}\, m_n$, ca în figura 4 ($f_{on}$ este valoarea citită în diagrama din figura 3).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Niemann, G.* și *Roth, K.* Zahnformen und Getriebeeigenschaften bei Verzahnungen der Feinwerktechnik. In : Feinwerktechnik, nr. 9, 10, 12, 1964.

[2] *Roth, K.* Evolventenverzahnungen für parallele Achsen mit Ritzelzähnezahlen von 1 bis 7. In : VDI-Zeitschrift, 1965.

[3] *Horovitz, B.* Reductoare și variatoare. București, Ed. tehnică, 1963.

[4] *Demian, Tr.* ș.a. Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină. Probleme. București, Ed. didactică și pedagogică, 1969.

CZ 621.771.07 : 681.3

Model matematic pentru stabilirea necesarului de cilindri de laminor

Ing. Adrian DUMITRESCU – I.P.C.M. – București

Oțelul reprezintă metalul de masă folosit în economie și mai ales în construcția de mașini. În principal, oțelul lichid elaborat se toarnă în lingouri. Dintre acestea, o mică parte este destinată forjării, iar restul laminării.

Pornind de la lingouri, în laminoare, se obțin diversele produse laminate (bare, profile, țevi, table), fie direct, fie trecînd prin semifabricate (bloom-uri, slab-uri, țagle).

În anul 1975, se vor produce 10–10,5 milioane tone oțel, din care sub forma de laminate pline (bare, profile, benzi, table) 7,2 – 7,5 milioane tone, și 1,0 — 1,1 milioane tone, țevi.*

Spre a face față acestor sarcini, industria siderurgică a fost dotată în ultimul timp cu o serie de linii de laminoare la un înalt nivel tehnic, avînd capacități de producție ce se situează la nivelul celor mai mari pe plan mondial.

Exploatarea eficientă a capacităților de producție a liniilor de laminoare și obținerea unor laminate de calitate sînt condiționate de folosirea unor cilindri de laminor în calitățile cerute de procesele moderne ale laminării.

Cilindrii de laminor reprezintă sculele esențiale pentru realizarea economică a programelor de producție și a productivității laminoarelor, precum și a calității produselor laminate. Aceste aspecte sînt determinante în instalațiile moderne de laminoare.

În mare parte, astăzi, cilindrii de laminor se importă.

Rămîne o sarcină majoră a construcției de mașini de a asimila fabricația acestora în țară, astfel ca în mod treptat să fie reduse importurile, trecîndu-se chiar la exportul lor. Uzina de mașini grele din București (UMGB), în curs de dezvoltare, are în profilul său fabricația majorității sortimentelor cilindrilor de laminor.

I. *Consumurile specifice.*

În prețul de cost al laminatelor, printre cheltuielile variabile, cilindrii de laminor intervin cu o pondere ce nu este de neglijat. Aceste cheltuieli se exprimă prin consumurile specifice de cilindri, socotite în kg la tona de laminate. Consumurile specifice reduse de cilindri se traduc și prin avantaje indirecte, de importanță deosebită, ca de exemplu : calitatea suprafeței laminatelor, respectarea toleranțelor de laminare, gradul de indisponibilitate al laminoarelor datorit unei frecvențe reduse a schimbării cilindrilor, respectiv a recalibrării lor.

Cu cît pentru obținerea unui laminat anumit trebuie a se trece prin mai multe trepte de laminare, cu atît crește și consumul total specific de cilindri raportat la laminatul din ultima treaptă. Fiecărui laminat, corespunzător treptei „j" de laminare, îi corespunde un anumit consum specific „c_{ij}" de cilindri de genul „i", precum și consumurile specifice corespunzătoare treptelor de laminare anterioare prin care a trebuit să treacă laminatul ,,j''.

---

* Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. cu privire la planul de dezvoltare economică-socială a României pe anii 1971–1975.

Dacă se notează cu :

$1,2,3,\ldots\, i \ldots v$ — diferitele genuri de cilindri de laminor folosite în diferitele trepte de laminare (de exemplu, cilindri forjaţi, turnaţi din oţel sau din diferite fonte);

$1,2,3,\ldots\, j \ldots m$ — diferitele sortimente de laminate, j = m corespunzînd unui anumit laminat din ultima treaptă de laminare, j = 1 corespunzînd primei trepte de laminare a laminatului considerat.

Pentru cazul general, unui anumit laminat în ultima treaptă ,,m'' de laminare îi va corespunde un consum specific de cilindri :

$$c_m = \sum_{i=1}^{v} c_{im} \tag{1}$$

pentru operaţia de laminare din treapta ,,m'', şi un consum specific total c_{mt} reprezentînd suma consumurilor specifice c_{ij} în toate treptele anterioare de laminare :

$$c_{mt} = \sum_{i=1}^{v} c_{i\,1} + \sum_{i=1}^{v} c_{i\,2} + \cdots \sum_{i=1}^{v} c_{ij} + \cdots \sum_{i=1}^{v} c_{im} = $$
$$= \sum_{i=1}^{v} \sum_{j=1}^{m} c_{ij}\,, \tag{2}$$

în expresia (2) putînd lipsi anumite trepte ,,j'' de laminare, după cum în cadrul unei anumite trepte de laminare pot lipsi anumite genuri ,,i'' de cilindri.

Dacă în expresia (2) se are în vedere că, pentru realizarea unei tone de laminate din treapta ,,m'', sînt necesare ρ_m tone ($\rho_m > 1$) din treapta ($m - 1$) şi aşa mai departe, relaţia (2) se poate scrie :

$$c_{mt} = \sum_{i=1}^{v} \rho_2\, c_{i\,1} + \sum_{i=1}^{v} \rho_3\, c_{i\,2} + \cdots \sum_{i=1}^{v} \rho_{j+1}\, c_{ij} +$$
$$+ \cdots \sum_{i=1}^{v} c_{im}\,. \tag{3}$$

În expresia (3), ρ reprezintă consumurile specifice de laminare cînd se trece de la o treaptă la treapta următoare de laminare. Se va avea :

$$\rho_2 > \rho_3 > \cdots \rho_{j+1} > \cdots > 1, \quad (\rho_m = 1), \tag{4}$$

ρ_j exprimîndu-se în tone de laminate din sortimentul ,,j''.

Faţă de acestea, expresia (3) se poate scrie sub forma :

$$c_{mt} = \sum_{i=1}^{v} c_{i\,1} \prod_{j=2}^{m-1} \rho_j + \sum_{i=1}^{v} c_{i\,2} \prod_{j=3}^{m-1} \rho_j + \cdots +$$
$$+ \sum_{i=1}^{v} c_{ij} \prod_{j=j+1}^{m-1} \rho_j + \cdots + \sum_{j=1}^{v} c_{i\,m} =$$
$$= \sum_{i=1}^{v} \sum_{j=2}^{m-1} c_{ij} \prod_{k=j}^{m-1} \rho_k. \tag{5}$$

Aşadar avîndu-se consumurile de laminare a diferitelor sortimente de laminate, ca şi consumurile specifice de cilindri pentru fiecare treaptă de laminare, respectiv de sortiment, expresia (5) permite stabilirea consumurilor specifice totale de cilindri de laminor pentru fiecare sortiment vandabil de laminate.

Avîndu-se consumurile specifice totale de cilindri de laminor, precum şi programul de laminare, se va putea stabili necesarul total de cilindri de laminor, pe baza expresiei (5).

II. *Modelul matematic*

Stabilirea necesarului de cilindri de laminor, fie pe baza expresiei (2), fie pe baza expresiilor (3) şi (5), implică un volum important de calcule, respectiv existenţa în acelaşi timp a consumurilor specifice de cilindri, cum şi a celor de laminate, corespunzător unui anumit program de producţie, respectiv de laminare.

Pentru simplificarea calculelor şi în vederea folosirii calculatoarelor electronice, se prezintă un model matematic care să permită atît evidenţierea separată a necesarului de cilindri de laminor pe genuri (forjaţi şi turnaţi, pe calităţi), cît şi însumarea acestora pentru stabilirea necesarului global de cilindri de laminor.

În general, pentru realizarea laminatului sau grupei de laminate L_j se consumă mai multe genuri de cilindri de laminor : $c_{1j}, c_{2j} \ldots c_{ij} \ldots \ldots c_{(v-1)\,j}\,, c_{vj}$, unde indicii $1, 2, \ldots i, \ldots v$ se referă la genul cilindrilor de laminor. Consumurile specifice c_{ij} de cilindri de laminor se exprimă în kg pe unitatea de producţie a grupei de laminate, respectiv a laminatului j (de obicei în kg/t laminate).

Consumurile specifice pe genuri de cilindri de laminor pentru cele ,,m'' laminate reprezentative ale ramurii siderurgice se pot înregistra într-o matrice cu ,,v'' linii şi ,,m'' coloane, de forma :

$$\|c_{ij}\|_{\substack{i=1\,\cdots\, v\\ j=1\,\cdots\,m}} = \left\| \begin{array}{llll} c_{11} & c_{12}\cdots\cdots & .\,c_{1j}\cdots\cdots & c_{1m} \\ c_{21} & c_{22}\cdots\cdots & c_{2j}\cdots\cdots & c_{2m} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ c_{(v-1)1} & c_{(v-1)2}\cdot & c_{(v-1)\,j}\cdot & c_{(v-1)m} \\ c_{v1} & c_{v2}\cdots c_{vj} & \cdots\cdots & c_{vm} \end{array} \right\| \tag{6}$$

în care indicii „m" se referă la sortimentul laminatului, iar indicii „v" la genul cilindrilor de laminor.

Este de reţinut că fiecare linie a matricei (6) conţine consumurile specifice de un anumit gen de cilindri de laminor, însă pentru toate sortimentele de laminate, după cum fiecare coloană a matricei (6) conţine toate consumurile specifice ale tuturor genurilor de cilindri de laminor care concură la realizarea unui sortiment „j" de laminate.

Este bine înţeles că nu totalitatea genurilor de cilindri de laminor afectează programul de laminare al unui anumit an, după cum nu toate sortimentele de laminate intră în programul de producţie al unui anumit an; rezultă că, pentru un anumit an, unele dintre elementele matricei (6) vor fi egale cu zero.

Pentru evidenţierea separată a necesarului de cilindri de laminor pe genuri exprimate în kg pentru întreaga ramură a siderurgiei, matricea $\| c_{ij} \|_{v,\, m}$ se înmulţeşte cu vectorul coloană $\| L_j \|_{m,\, 1}$, care reprezintă volumul diferitelor sortimente de laminate ce intră în programul de producţie dintr-un anumit an, şi se obţine vectorul coloană $\| C_i \|_{v.\, 1}$:

$$\| C_i \|_{v,\, 1} =$$

$$= \left\| \begin{array}{llll} c_{11} & c_{12} \cdots\cdots c_{1j} & \cdots\cdots & c_{1m} \\ c_{21} & c_{22} \cdots\cdots c_{2j} & \cdots\cdots & c_{2m} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ c_{(v-1)1} & c_{(v-1)2} \cdots c_{(v-1)j} & \cdots & c_{(v-1)m} \\ c_{v1} & c_{v2} \quad c_{vj} & \cdots\cdots & c_{vm} \end{array} \right\| \cdot \left\| \begin{array}{l} L_1 \\ L_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ L_j \\ L_m \end{array} \right\| = \left\| \begin{array}{l} C_1 \\ C_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ C_{(v-2)} \\ C_v \end{array} \right\| \tag{7}$$

Fiecare element al vectorului coloană $\| C_i \|_{v,\, 1}$ reprezintă necesarul total pe ramură dintr-un anumit gen de cilindri de laminor exprimat în kg. Cantitatea totală de cilindri de laminor, indiferent genul lor, va fi dată de suma elementelor vectorului coloană $\| C_i \|_{v,\, 1}$, adică :

$$C = \sum_{i=1}^{v} C_i \,. \tag{8}$$

În cazul în care se urmăreşte evidenţierea necesarului de cilindri de laminor pe cele „v" genuri, se utilizează submatricele de forma :

$$u_{ij} \|_{1,\, m} = \| c_{(v-1)1} \; c_{(v-1)2} \cdots c_{(v-1)j} \cdots c_{(v-1)m} \| \,, \tag{9}$$

rezultate din matricea $\| c_{ij} \|_{v,\, m}$.

Necesarul de cilindri de laminor pe genuri va rezulta din produsul :

$$\| U_i \|_{1,1} = \| u_{ij} \|_{1,\, m} \cdot \| L_j \|_{m,\, 1} = C_{(v-2)} . \tag{10}$$

Modelul permite folosirea calculatorului electronic pentru stabilirea în fiecare an şi în perspectivă a necesarului de cilindri de laminor, atît global, cît şi separat pe genuri. Matricele referitoare la structura producţiei de laminate şi cele referitoare la consumurile specifice de cilindri de laminor se pot introduce în calculatorul electronic în diferite variante, permiţînduse astfel analizarea diferitelor soluţii care ar putea fi luate în considerare pentru dezvoltarea în perspectivă a capacităţilor de producţie din industria construcţiilor de maşini, pentru fabricaţia cilindrilor de laminor.

Este necesar deci ca în cadrul M.I.C.M. să se stabilească întregul sistem informaţional : consumurile specifice pe genuri de cilindri de laminor corespunzător sortimentelor de laminate, respectiv matricea (6). Aceste consumuri specifice vor avea o dinamică descrescătoare corespunzătoare îmbunătăţirii pe de o parte a calităţii cilindrilor, iar pe de altă parte a proceselor de laminare. Noile valori ale consumurilor specifice vor fi introduse în matricea (6), care va fi folosită la stabilirea consumurilor totale (7) de cilindri de laminor.

III. *Concluzii*

Realizarea programului de laminate prevăzut în Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. este legată de un consum anual global de cilindri de laminor ce se estimează la circa 23 000 t/an, reprezentînd o valoare de circa 250 milioane lei/an. În cea mai mare parte, aceşti cilindri azi se importă.

Dezvoltarea şi organizarea în cadrul construcţiei de maşini a potenţialului industrial armonizat atît cu necesarul global, cît şi cu cel diversificat de cilindri de laminor, adaptat în fiecare an la programul de laminare, reclamă o metodologie operativă.

Prin modelul matematic prezentat, pe baza unei biblioteci de consumuri specifice şi cu ajutorul calculatorului electronic se asigură operativitatea rezolvării tuturor aspectelor legate de stabilirea, atît în fiecare an, cît şi în perspectivă, a necesarului de cilindri de laminor, pe baza planurilor de laminate.

CZ 621.431.73.068

Problema gazelor de evacuare la motoarele cu aprindere prin scînteie

Prof. dr. ing. R. EBERAN-EBERHORST – Institutul pt. motoare cu ardere internă şi autovehicule al Politehnicii din Viena-Austria

Sînt cunoscute catastrofele provocate de smog-ul din Los Angeles California şi alte oraşe mari industrializate. Ele au devenit un semnal de alarmă pentru autorităţile responsabile de sănătatea publică din întreaga lume, unde lipsesc dispoziţiile legale contra dreptului presupus al fiecăruia de a infecta aerul după plac. Pînă nu de mult S.U.A. era înaintea Europei cu decenii în domeniul motorizării. Europa se reface acum cu paşi uriaşi. S.U.A. posedă deja legi şi prescripţiuni pentru menţinerea aerului curat. Motorul de automobil şi gazele sale de evacuare au ajuns în centrul interesului public.

Avem deci toate motivele să urmărim cu atenţie dezvoltarea în S.U.A. şi eforturile sale gigantice în scopul menţinerii aerului curat. Este adevărat că automobilul american arată cu totul altfel decît maşina de clasă mijlocie utilizată cu precădere în Europa. Traficul circulaţiei şi drumurile sînt diferite acolo faţă de Europa. Condiţiile meteorologice din Los Angeles sînt cu siguranţă diferite de cele din Viena de exemplu. Învăţămintele tehnice însă, care pot fi trase din dezvoltarea americană ar trebui să fie aplicate şi la noi. Însă ele ar trebui să ne oprească de la hotărîri pripite şi de la soluţii incomplete.

Aceasta deoarece noi nu dispunem de mijloace nelimitate şi ar trebui să căutăm să ajungem la aceeaşi ţintă : menţinerea curată a aerului prin soluţii pur inginereşti.

În S.U.A. nu lipsesc părerile care prezic un sfîrşit apropiat al motorului cu ardere internă, alţii sînt chiar pentru o interzicere legală a motorului cu benzină pînă cel mai tîrziu în 1980 [1]. Acţionarea electrică se studiază pretutindeni şi parţial se şi propagă cu energie, în special, natural, de aceia care sînt cel mai puţin iniţiaţi în problemele tehnice. Un rezervor de combustibil umplut cu benzină încă furnizează energia mai mult decît înzecit faţă de o baterie de aceeaşi valoare, un acumulator sau o pilă de combustibil. Astăzi, cînd există pe lume 180 milioane de automobile, la care se adaugă anual 26 milioane, o schimbare de la o zi la alta cu siguranţă că nu s-ar putea produce, ar fi limitată la domenii parţiale, în special la vehiculele urbane, şi ar putea să aibă efect asupra purificării aerului în cel mai bun caz în 10 pînă la 15 ani, chiar dacă mîine acumulatorul electric de energie de aceeaşi valoare cu benzină ar fi descoperit. Şi cine ar îndrăzni azi să afirme că motorul cu ardere internă se apropie de sfîrşit, cînd lupta pentru gaze de evacuare mai curate abia a început, putem spune, pentru inginerii de motoare ?

Pe baza exemplului american şi a rezultatelor proprii de măsurătoare şi cercetare vom căuta să lămurim această problemă.

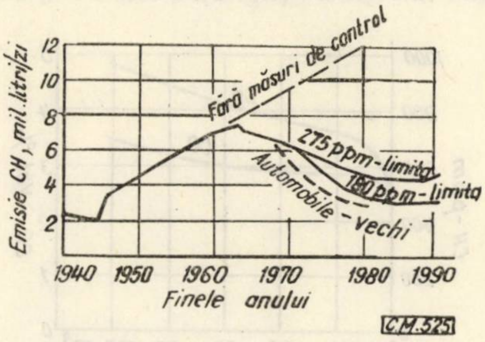


Fig. 1

Raportul Brubacker [2] din mai 1966 arată că în California lupta pentru menţinerea curată a aerului începe deja să dea roade şi că emisia totală a hidrocarburilor necesare, cele mai de temut acolo, a început să scadă permanent din 1963 (fig. 1). Înăsprirea încercărilor California — Tests prevăzută pentru 1970 urmează să aducă o nouă scădere pînă la nivelul anului 1945, cînd circulau doar o treime din numărul actual al autovehiculelor California— Tests. Principala dificultate de a fixa o limită legală pentru componentele nocive din gazele de evacuare ale automobilului constă în faptul că procentajele pot varia după felul motorului, sarcină şi turaţie în circulaţie şi anume : pentru monooxid de carbon CO între 0,1 şi 14 % în vol., pentru hidrocarburi nearse CH de la 50 la 10 000 ppm.

O medie reprezentativă pentru circulaţia în oraşele mari poate fi stabilită doar la un model de circulaţie reprezentativ pentru circulaţia în aceste oraşe. Pentru California — Test acest model se compune din :

o perioadă de mers în gol ;
două perioade de accelerare cu $0,9\ m/s^2$;
două perioade de viteză constantă cu 48 şi24 km/h ;
două perioade de decelerare.

Calculul emisiei medii de CO şi CH

din valorile înregistrate se face cu cifre ponderate, care ţin seama de purata diferitelor faze.

Valorile medii impuse după 1968 sînt :

cilindreea motorului (cm³)	maximum CO(%vol)	CH(ppm)
820 ... 1 639	2,3	410
1639 ... 2 290	2	350
peste ... 2 290	1,5	275

Ceea ce complică este condiţia ca după 50 000 mile (81 000 km) puritatea imediată a gazelor de evacuare să se menţină.

După cum au arătat experienţe de durată în S.U.A., trebuie să se ţină seama de o apreciabilă creştere a valorilor CO şi CH ca urmare a depunerilor din camera de ardere şi a lipsurilor din întreţinere (fig. 2). Peste 50 % din modelele 1968, care sînt actualmente sub control şi care în stare nouă corespundeau condiţiilor California-Test-ului au depăşit standardul prescris [4]. De aceea, supravegherea şi corecta întreţinere sînt impuse acum categoric [5]. Nu mai puţin de 5 077 staţii de probe au fost înregistrate pînă la sfîrşitul anului 1966 [6].

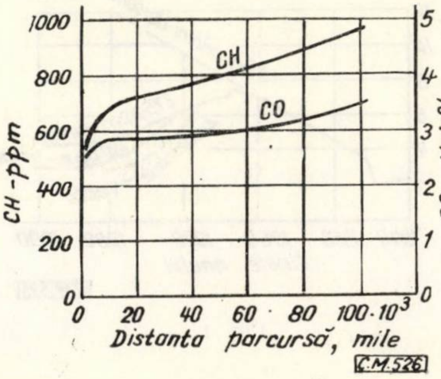


Fig. 2

Pentru anul 1970 se conturează în S.U.A. o înăsprire crescîndă a valorilor medii admise :

$$CO = 1\,\%\ \text{vol.}\ ; \qquad CH = 180\ \text{ppm}.$$

S-a prevăzut chiar a se fixa o valoare minimă pentru oxidul de azot, cu toate că contribuţia oxidărilor de azot la formarea smog-ului este încă disputată din punct de vedere ştiinţific [7] şi cu toate că nu sînt cunoscute încă măsuri eficace contra oxidării azotului din aer. După o cercetare recentă [8], oxizii de azot s-ar putea reduce printr-o recirculare a gazelor de evacuare în aspiraţie.

O altă constatare aruncă o lumină cu totul nouă asupra limitelor CH impuse de California —Tests. Diferitele componente ale combustibililor au o foarte variată înclinaţie spre formarea de smog care ar trebui apreciată după „Reactivity — Index"-ul ei [9,10]. Acesta este 0,27 pentru parafinice 0,53 pentru aromatice şi 4,99 pentru olefine.

Măsurarea hidrocarburilor nearse se realizează în cadrul prescripţiilor California-Tests cu un analizator de absorbţie în infraroşu etalonat pe hexan, aşa cum este construit de Beckmann, S.U.A. şi Hartmann & Braun, Frankfurt/M. (URAS). Este cunoscut şi confirmat şi prin măsurătorile noastre faptul că analizatorul cu ionizare a flăcării (Perkin—Elmer, Beckmann) măsoară, în concordanţă cu analizele cromatografice gazoase, valori de 1,5 pînă la 5 ori mai ridicate.

Din acest motiv, sistemele de măsurat şi valorile etalon legale sînt încă în plină dezvoltare în S.U.A. Tendinţa este :

1) — să se stabilească cantităţile totale de gaze de evacuare în timpul unui ciclu de încărcare ca şi

2) — cantităţile de CH şi NO în potenţialul lor de formare a smog-ului

3) — să se creeze standardele noi pentru neplăcerile produse prin miros de către gazele de evacuare [12].

Modelul de circulaţie propus pentru ţările Europei în E. C. E. se deosebeşte de California-Test prin următoarele trăsături :

trei perioade de mers în gol ;
trei accelerări ;
trei viteze constante şi
trei decelerări cu o perioadă totală de 105 s în loc de 137 s. Simplificarea dorită a Testului nu a fost deci realizată, ci doar o adaptare mai bună la condiţiile de circulaţie europene. California-Test mai are o lipsă esenţială. La poluarea aerului este importantă cantitatea totală de CO, CH şi NO eliminate şi nu procentajele lor. De aceasta se ţine seama, într-adevăr, începînd cu anul 1966 printr-o gradaţie a procentajelor după mărimea motoarelor. Mai simplă ar fi o corectură după consumul normat, care a fost propusă de către autor la V. D. I.

Compoziţia gazelor de evacuare la motorul cu aprindere prin scînteie este stabilită în primul rînd de raportul amestecului aer-combustibil. La un exces de aer suficient CO dispare aproape complet, indiferent dacă amestecul de ardere este format prin carburator sau prin injectare cu sau fără preîncălzire. Şi cota-parte a hidrocarburilor nearse se poate reduce mult la un exces de aer în domeniul sarcinilor pozitive ale motorului.

Domeniul caracteristic de CO şi CH la un singur cilindru, măsurat în funcţionare staţionară pe bancul de încercare (fig. 3), ne arată că înlăturarea practic completă a lui CO în întregul domeniu al sarcinii şi turaţiei nu reprezintă o problemă. Dar într-o regiune foarte îngustă în vecinătatea plinei sarcini sînt întrecute 1,5 % în volume ; în restul cîmpului găsim mai mult 0,1 % vol. CO. Şi emisia CH în regiunea sarcinii pozitive este surprinzător de scăzută cu valori între 50...1 00 ppm şi rămîne încă chiar la sarcină plină mult sub California-Limits ale clasei corespunzătoare de cilindree. Oricum, 50 ppm de hidrocarburi nearse în gazul de evacuare înseamnă arderea a 99,8 % din combustibil în motor, ceea ce se apropie foarte mult de o ardere completă. Doar în funcţionarea de antrenare, cînd motorul cu obturatorul închis urmează să joace rol de frînă a vehiculului, valorile CH întrec 1 000 ppm.

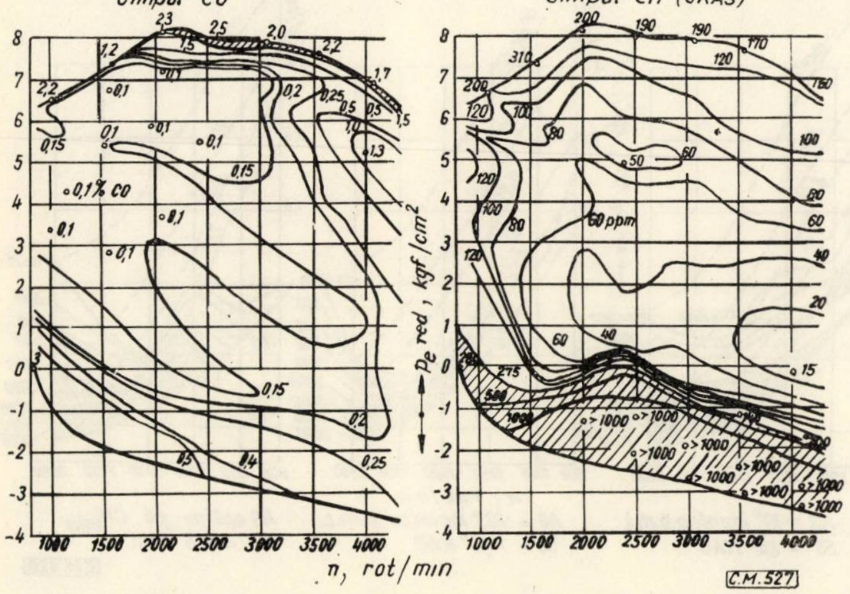


Fig. 3

De ce, deci, motorul cu benzină nu funcţionează cu exces de aer, cînd astfel componenţii vătămători ai gazelor de evacuare (CO şi CH) pot fi evitaţi, obţinîndu-se în plus şi consumul specific minim?

Gazele de evacuare ale motorului policilindric reprezintă în părţile lor componente valoarea medie a cilindrilor în majoritatea cazurilor alimentaţi neuniform cu aer şi cu combustibil. Reglajul unui motor în scopul optimizării puterii momentului, economicităţii şi a comportării la detonaţie se face întotdeauna avînd în vedere cilindrul cel mai nefavorizat.

Problema distribuirii amestecului şi a punerii în concordanţă a diferiţilor cilindri nu este de loc nouă, dar ea a fost luată în trecut prea puţin în seamă în goana după o sporire a puterii şi în întrecerea de a crea noi tipuri de modele. Dacă se reuşeşte realizarea concordanţei între toţi cilindrii, atunci problema gazelor de evacuare este rezolvată cel puţin pe jumătate.

Care este acum cauza valorilor ridicate de CH, în special în regimul de antrenare şi cum pot fi ele evitate?

Funcţionarea în antrenare. Cu ajutorul momentului de aprindere şi prin fazele de distribuţie — ambele măsurabile şi utilizate în general la dezvoltarea modelelor California — nu se poate reduce emisia de CH la antrenare decît într-o măsură foarte restrînsă. În cele trei cîmpuri caracteristice ale unui motor experimentat (fig. 4), a fost reprezentată doar porţiunea presiunii medii negative (puterea de antrenare) cu curbele valorilor constante de CH şi a deschiderii constante a obturatorului. În figura 4 s-a notat cu *AS* avansul la producerea scînteii, cu SS suprapunerea supapelor.

Curba de antrenare la mers în gol cu obturatorul practic închis (unghiul de deschidere $\alpha_{obt.} = 5{,}5°$) începe la turaţia de mers în gol $n = 800$ ture/min. În regiunea haşurată CH devine mai mare decît 1 000 ppm; la o turaţie de antrenare mai mare decît 1 500 rot/min valorile cresc la CH mai mare decît 5 000 ppm (fig. 4 stînga).

La mijlocul figurii 4 se poate vedea succesul unei radicale micşorări a suprapunerii supapelor (*SS*).

Emisia de CH atinge valoarea de 5 000ppm abia la $n = 1\,750$ rot/min. În domeniul turaţiilor mici a intervenit o ameliorare evidentă. Turaţia la mers în gol s-a ridicat într-adevăr la $n = 1\,000$ rot/min; la $n = 800$ rot/min se produce deja o putere cu o presiune medie de $p_e = +0{,}75$ kgf/cm². În sfîrşit, optimizarea reglajului la aprindere (pentru valorile CH cele mai scăzute) realizează, împreună cu micşorarea suprapunerii supapelor, o scădere a turaţiei la mers în gol la $n = 730$ rot/min, cu valori CH sub 1 000 ppm pînă la $n = 1\,150$ rot/min (partea dreaptă a fig. 4). Şi aici, la turaţii de antrenare mai ridicate, apar valorile foarte ridicate de CH(mai mult decît 5 000 ppm).

Această comportare trebuia lămurită. În acest scop ne-am servit de ridicarea presiunii de ardere în cilindru, care în diagrama PV dezvăluie legea arderii. Diagramele PV au fost înregistrate cu un emiţător traductor piezoelectric de presiune şi un oscilograf catodic Tectronix şi anume la o turaţie constantă de $n = 2\,000$ rot/min, închizîndu-se treptat obturatorul. O fotografie arată de fiecare dată circa 20 de cicluri suprapuse. Dispersiunea presiunii maxime (în fig. 5, stînga sus) este încă redusă, arderea este completă, cum arată valorile de emisie: CO =0,15 % vol. şi CH mai mult decît 30 ppm.

În figura 5 dreapta sus presiunea medie a scăzut de la 4,0 la 0,28 kgf/cm², datorită închiderii mai mari a obturatorului, legea arderii devine surprinzător de neregulată însă toate ciclurile de funcționare arată o ardere terminată, ceea ce se poate constata la presiuni peste 1 at la deschiderea supapei de evacuare. În consecință emisia de CO și CH rămîne redusă. Această situație atinge o limită la o subpresiune în conducta de aspirație $\Phi_{ca} = 488$ mm Hg (fig. 5, stînga jos).

Aici începe adevăratul efect de antrenare cu o presiune medie negativă. Valorile de emisie sînt încă reduse (CH = 50 ppm).

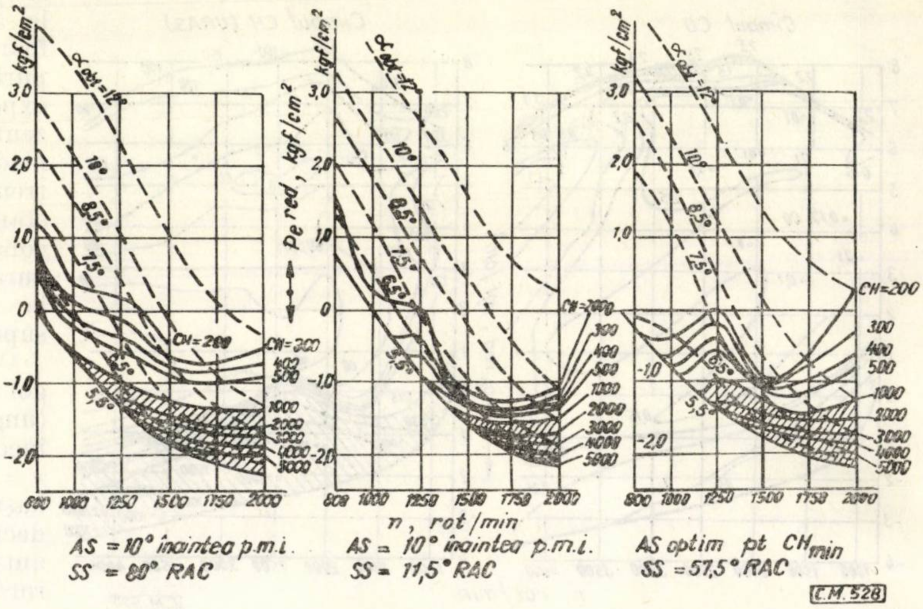
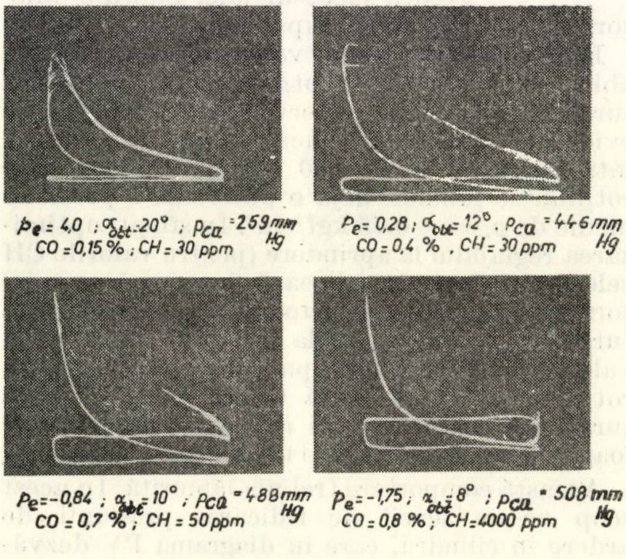


Fig. 4

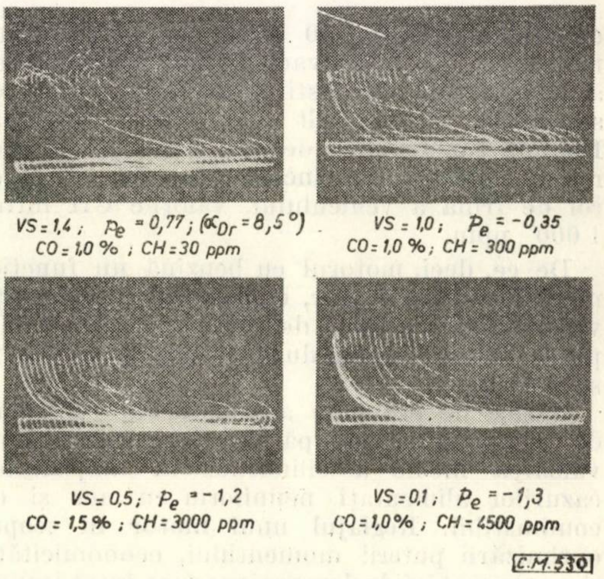

$p_e = 4,0$; $\alpha_{obt} = 20°$; $p_{ca} = 259$ mm Hg
CO = 0,15 % ; CH = 30 ppm

$p_e = 0,28$; $\alpha_{obt} = 12°$. $p_{ca} = 446$ mm Hg
CO = 0,4 % , CH = 30 ppm

$p_e = -0,84$; $\alpha_{obt} = 10°$; $p_{ca} = 488$ mm Hg
CO = 0,7 % ; CH = 50 ppm

$p_e = -1,75$; $\alpha_{obt} = 8°$; $p_{ca} = 508$ mm Hg
CO = 0,8 % ; CH = 4000 ppm

Fig. 5


VS = 1,4 ; $p_e = 0,77$; ($\alpha_{Dr} = 8,5°$)
CO = 1,0 % ; CH = 30 ppm

VS = 1,0 ; $p_e = -0,35$
CO = 1,0 % ; CH = 300 ppm

VS = 0,5 ; $p_e = -1,2$
CO = 1,5 % ; CH = 3000 ppm

VS = 0,1 ; $p_e = -1,3$
CO = 1,0 % ; CH = 4500 ppm

Fig. 6

În figura 5, dreapta jos a intervenit catastrofa. Obturatorul a fost închis doar cu 2° mai mult. Gazele de evacuare reintroduse în conducta de aspirație au „otrăvit'' încărcătura proaspătă pînă în situația de a nu se aprinde. Doar unul din cele 20 de cicluri de lucru prezintă o ardere completă a încărcăturii cu creștere de presiune, în cele mai multe cicluri de funcționare liniile de destindere și de comprimare se suprapun, presiunea în camera de ardere este sub 1 at la deschiderea supapei de evacuare, astfel că gaze arse din sistemul de evacuare se pot reîntoarce în camera de ardere și în sistemul de aspirație. Din cauza întreruperilor de aprindere, emisia CH sare la 4 000 ppm deoarece aproape tot combustibilul aspirat părăsește cilindrul în stare nearsă. Datorită unei noi tehnici de înregistrare a diagramelor PV, în sensul că diferitele cicluri de lucru se pot vedea și în ordinea lor temporară, dispersiunea arderii și creșterea emisiei CH o dată cu întreruperile aprinderii s-au putut urmări deosebit de bine. Diagramele provin de la o serie de experiențe cu $n = 1\,000$ rot/min cu mărirea jocului supapei VS, figura 6. Sus în stînga ($VS = 1,4$ mm) nu se găsește nici un ciclu de funcționare fără ardere, cu toate că creșterea presiunii din cauza arderii decurge neregulat. Emisia CH este minimală, CH mai mic decît 50 ppm. Motorul prezintă încă o putere apreciabilă de $p_e = +0,77$ kgf/cm².

Sus în dreapta ($VS = 1,0$ mm) au apărut întreruperi izolate de aprindere, combinate cu o urcare la CH = 300 ppm. Presiunea medie a devenit negativă ($p_e = -0,35$ kgf/cm^2), adică motorul este antrenat.

Jos în stînga ($VS = 0,5$ mm) găsim în special cicluri cu întrerupere, puterea de antrenare a crescut ($p_e = -1,2$ kgf/cm^2), iar emisia CH atinge valoarea de 3 000 ppm.

În ultima diagramă, jos în dreapta, este realizat jocul de serie al supapei ($VS = 0,1$ mm), pentru acest motor. Unul singur din cele 20 de cicluri de funcţionare mai prezintă o ardere şi valoarea CH atinge în consecinţă 4 500 ppm.

Măsuri de remediere. După consideraţiile principale privind producerea şi cantitatea componentelor CO şi CH din gazele de evacuare vom da o scurtă privire generală privind măsurile actuale de remediere luate contra poluării atmosferei.

Putem parcurge două căi :

(1) — să evităm încă în motor producerea componentelor periculoase ale gazelor de evacuare ;

(2) — să distrugem componentele periculoase ale gazelor de evacuare în sistemul de evacuare.

Sistemul închis carter-sistem de aerisire a fost prima măsură introdusă legal în S.U.A. încă din 1961 şi care azi, cu mici variante, a devenit execuţie standard şi la multe motoare de autoturisme europene.

Gazele de evacuare din carter sînt readuse în sistemul de aspiraţie în aval de obturator printr-o supapă de reglaj şi reţinere. Natural că un astfel de sistem de aerisire nu poate contribui cu nimic la curăţirea gazelor de evacuare, însă în baza cercetărilor americane i se atribuie o diminuare de 40 % a emisiei CH producătoare de smog la motorul de autoturisme [13]. Valoarea acestui dispozitiv este îndoelnică, din moment ce nu este vorba de combaterea smogului fotochimic ci de creşterea fizică a monooxidului de carbon CO în atmosfera marilor oraşe. Acelaşi lucru este valabil şi pentru măsurile de înlăturare a pierderilor prin vaporizare din carburator şi la rezervorul de combustibil, care trebuie să reprezinte 1,5 % din consumul total de combustibil a maşinilor [14] deci, din punct de vedere al ordinului de mărime, ar trebui să depăşească chiar emisia CH a gazului de evacuare de 275 ppm.

California-Test, constituit încă din 1959, a îndemnat industria de instalaţii auxiliare din S.U.A. să dezvolte dispozitive de port-ardere, care să distrugă prin oxidarea gazelor de evacuare componenţii vătămători CO şi CH. Respectarea „California-Test-Limits'' urma să fie impusă legal tuturor modelelor noi de autoturisme la un an după apariţia pe piaţă a două dispozitive acceptabile. Treizeci de firme au participat la această întrecere promiţătoare însă, abia după cinci ani, patru asemenea dispozitive au fost acceptate de California-Test. Trei dintre ele se bazează pe principiul catalitic, iar unul funcţiona ca port-arzător cu flacără. Industria de automobile a respins introducerea forţată a unor astfel de dispozitive, în parte din motive de cost şi în parte însă pare-se fiindcă începuse să se impună ideea că utilizarea căldurii combustibilului în motor ar fi o cale mai sănătoasă din punct de vedere tehnic, decît echiparea cu o instalaţie tehnică şi fiindcă în plus s-a dovedit că parţial funcţionarea acestor dispozitive ar trebui asigurată printr-o îmbogăţire artificială a amestecului.

Doar Chrysler a mers pe drumul de a îmbunătăţi formarea amestecului şi de a regla aprinderea în „Clean air package'' şi de a obţine rezultatul prevăzut de California-Test, ceea ce, după nivelul de atunci reprezenta o ameliorare a componenţilor CO şi CH din gazele de evacuare cu 50 . . .70 %. Celelalte industrii de automobile, GM şi Ford, au promis că după un an vor obţine aceleaşi rezultate cu soluţii proprii.

Fabricile de automobile, de altfel şi cele europene (din motive de export şi acestea sînt obligate să promoveze această dezvoltare), au înclinat spre procedeul „Manifold-Air-Oxydation'', care, începînd cu anul 1968, poate fi văzut în multe modele noi. De aceea vom descrie pe scurt sistemul GM—Air Injection Reaction [15].

O pompă rotativă cu trei palete, de construcţie „Centric'', acţionată de motor prin curea trapezoidală introduce printr-un sistem de tuburi distribuitoare aer proaspăt filtrat în canalele de evacuare, imediat după supapele de evacuare, producînd astfel în zona fierbinte de peste 700° o oxidare adiţională a componentelor nearse din gazele de evacuare. Diluarea gazului de evacuare reprezintă, în funcţie de regimul de funcţionare a motorului, 35 . . .75 %. Pompa, care deci are de furnizat în plus circa o jumătate a necesarului de aer a motorului, necesită pentru acţionare circa 3 . . .4 % din puterea motorului.

Eficacitatea procedeului în cele şapte cicluri ale California-Tests reiese din comparaţia procentajelor de CO şi CH cu şi fără introducere de aer. Valorile CO şi CH sînt reduse la aproximativ jumătate, ţinîndu-se seama, la calcularea rezultatelor, de diluare, astfel că aici este vorba de o veritabilă scădere a cantităţii totale de CO şi CH (fig. 7).

Ca un dezavantaj al procedeului se constată într-adevăr o creştere a componentelor de oxid de azot şi a mirosului la evacuare [16].

Măsurile de combatere enunţate arată că de fapt este vorba de paleative, care au apărut sub presiunea timpului, care însă nu atacă răul la rădăcină. O excepţie o reprezintă soluţia Chrysler.

După cum s-a putut arăta, şi motorul cu aprindere prin scînteie cu carburator poate fi adus în regimul staţionar la valori destul de acceptabile ale CO şi CH din gazele de evacuare, care reprezintă în medie doar 1/10 pînă la 1/50 părţi din ceea ce produc motoarele autoturismelor în regimul de circulație. Deci vina nu stă în procesul de ardere a acestui motor. Problematică devine compoziția globală a gazelor de evacuare prin prelucrarea amestecului de ardere de către motor, abia ca urmare a reglajului pentru toate regimurile de repriză de antrenare și de mers în gol, unde :

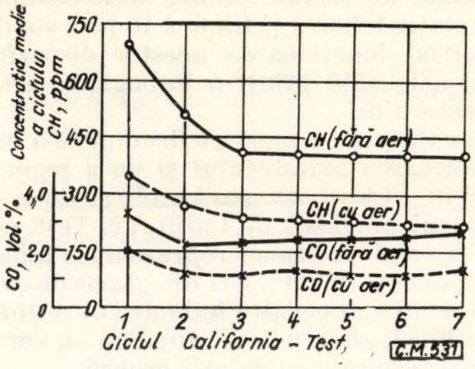


Fig. 7

(1) — trebuie înlăturate toate deficiențele de repartizare a amestecului și

(2) — trebuie ținut seama de neregularitățile amestecului trifazic : aer — vaporii de combustibil — combustibilul lichid în curentul pulsatoriu al aspirației.

Motorul cu carburator "trăiește,, dintr-o anumită rezervă de combustibil în conducta de aspirație, care se depune sub forma unui film în conducta de aspirație și care, în baza măsurătorilor noastre, poate reprezenta pînă la 4 cm^3 pe litru de cilindree.

Nu este posibilă evaporarea completă a acestui film printr-o preîncălzire intensă a conductei de aspirație, deoarece în acest caz coeficientul de umplere și puterea ar scădea prea mult. Ne mulțumim cu o evaporare parțială și cu o corectare a dozajului prin realizarea unei ,,pompe de accelerare" la carburator. Partea care se evaporă depinde de curba de distilare a combustibilului care la rîndul său depinde de fiecare dată și de depresiunea din conducta de aspirație (care în timpul circulației este supusă unor variații foarte mari de la 50 . . .550 mm Hg). În afară de aceasta, efectul complet de frînare la antrenare nu poate fi obținut decît la o ardere deficientă sau în caz extrem doar la funcționare cu întreruperi, cînd în mod forțat pătrunde combustibil nears în evacuare și cînd emisia CH se urcă la valori de vîrf de 10 000 ppm. Deci problema gazelor de evacuare ale motorului cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule poate fi considerată ca o problemă de reglaj rezolvată pînă acum insuficient cu mijloacele descrise.

Această constatare extraordinar de importantă începe să fie luată în considerare și ne arată calea pentru viitoarea evoluție. În circulația marilor orașe, unde problema gazelor de evacuare a intrat într-un stadiu acut, se poate accepta fără discuție o scădere a puterii prin creșterea excesului de aer, cu atît mai mult cu cît ea este legată și de o scădere a consumului de combustibil. Circulația din orașe îndreptățește deci o rezolvare specială a reglajului. Pentru circulația din afara orașelor pot fi menținute toate metodele actuale pentru sporirea puterii. Dezvoltarea logică a unui carburator cu două trepte a fost propusă de autor în zadar încă de acum 10 ani. Astăzi separarea unui dispozitiv de mers în gol respectiv de sarcină parțială este privită ca o cale plină de succes, după cercetările principale ale lui Bartolomew [17], pentru a învinge obstacolele puse de California-Tests. În carburatorul englez Zenith-Duplex [18] acest principiu a fost aplicat pînă în cele din urmă. Comportarea lui la motoare de serie nu este încă stabilită.

Succesele cu sistemul de injecție Bosch [19] în conducta de aspirație dovedesc în fine că eliminarea filmului de combustibil de pe peretele conductei de aspirație, dozarea uniformă a combustibilului pentru fiecare cilindru conduc — la un suficient exces de aer — la gaze de evacuare, care în privința conținutului de CO și CH se găsesc mult sub cerințele California-Tests.

La funcționarea motorului cu aprindere prin scînteie ca frînă la autovehicul, arderea ar trebui oprită fără compromis, cum a reieșit din experiențele de antrenare. Logic aceasta nu se poate realiza decît printr-o întrerupere a alimentării cilindrilor cu combustibil. Nenumăratele experiențe în această direcție, anume de a opri alimentarea carburatorului au rămas fără rezultat convingător din cauza filmului de pe pereții conductei de aspirație.

Un nou dispozitiv de reglaj a JVK-Viena. În încheiere vom descrie un dispozitiv care a reieșit din aceste raționamente în institutul autorului (JVK) și care, la orice regim de funcționare, ,,conservă", se poate spune, rezerva de combustibil din conducta de aspirație, menținînd constantă în mare măsură și depresiunea din conducta de aspirație constantă.

Obturatoarele care reglează umplerea sînt așezate imediat lîngă supapele de admisie (fig. 8), iar obturatorul carburatorului sau sertarul este comandat de către o membrană prin presiunea din conducta de aspirație și nu, ca pînă acum, prin pedala de accelerație. La antrenare motorul își aspiră aerul printr-o supapă suplimentară de lîngă obturator, la mersul în gol își primește amestecul normal de mers în gol de la carburator printr-un canal ocolitor de lîngă obturator. Și acest amestec este comandat de către supapa suplimentară de aer cu dublă acțiune. De remarcat este comportarea lină la repriză a motorului datorită acestui dispozitiv, care face inutilă o pompă de accelerare, la carburator. Supapa cu dublă acţiune comută (în funcţie de turaţia motorului) puţin peste turaţia de mers în gol, cînd canalul de ocolire joacă rolul unui by-pass la deschiderea obturatorului, ceea ce contribuie la pulverizarea filmului de combustibil de pe perete.

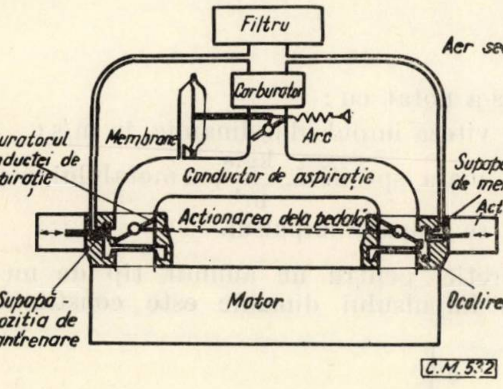


Fig. 8

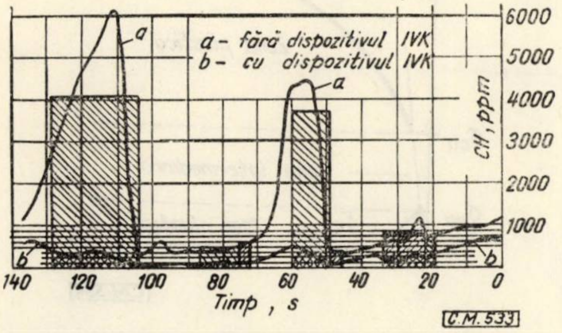


Fig. 9

Cu un dispozitiv asemănător de reglaj şi cu neînsemnate transformări la carburator, emisia CH se poate reduce la ciclul California-Tests, într-atîta încît vîrfurile de 10 000 ppm, care apăreau la motorul de serie dispar complet, iar valoarea medie de 911 ppm stabilită după prescripţii scade la 173 ppm (fig. 9). La reglare exactă a carburatorului şi o bună distribuire a amestecului, respectarea limitei prescrise de CO nu provoacă dificultăţi excesive. În orice caz, cu acest dispozitiv de reglaj California-Tests a putut fi respectat, avînd în vedere că la clasa de cilindree a motorului experimental este admisă o valoare CH de 410 ppm şi o valoare CO de 2,3 %.

Cu toate că problema gazelor de evacuare a motorului cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule este destul de complexă, viitorul acestei categorii de motor, devenită indispensabilă pentru transport, poate fi apreciat cu convingerea că, cu toată creşterea în continuare a motorizării, peste cîţiva ani vom avea iarăşi în oraşele mari un aer curat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stead, F. M.* : Crusade against Gas engines urged Detroit Free Press 23. 11. 1966.

[2] *Brubacher, M. L.* : Potential New Motive Power for Automobiles Motor Vehicle Pollution Control Board 11. 5. 1966.

[3] *Eberan — Eberhorst, R.* : Die motorische Verbrennung und ihre Abgasprodukte als Häufigkeitsproblem. ATZ 1966/8.

[4] *Smog Control.* Units losing efficiency in California cars. Oil & Gas Journal 13.2.1967.

[5] National Conference hears MVPCB Panelists. MVPCB — Bulletin. Dez. 1966.

[6] New Statistics gains. MVCPB — Bulletin. Dez. 1966.

[7] *Caplan, J. D.* : Smog Chemistry Points the way to rational vehicle emission control. SAE 650/641.

[8] *Kopa, R. D.* : Control of Automotive Exhaust Emission by Modifications of the Carburation System. SAE 660 114.

[9] *Jackson, M. W.* : Effects of some engine variables and control systems on composition and reactivity of exhaust hydrocarbons. SAE 660/404.

[10] *Ebersole, G. D., McReynolds, L. A.* : An evaluation of automobile total hydrocarbon emissions. SAE 660/408.

[11] *Jackson, M. W., Wiese, W. M. Wentwirth, J. T.* : The influence of air-fuel ratio, spark-timing and Combustion chamber deposits on Exhaust Hydrocarbon Emissions. SAE 486 A. März 1962.

[12] *Maga, J. A., Kinosian, J. R.*: Motor vehicle emission. Standards — Presents and Future. SAE 660/104.

[13] *Bennett, P. A., Murphy, C. K.* : Reduction of Air Pollution by Control of Emission from Automotive Crankcases. SAE 142 A. Jan. 1960.

[14] *Hew Stiffening* Auto Vapour — Loss Controls Oil & Gas Journal. 13. 2. 1967.

[15] *Nicpoth, G. W., Mick St. h.* : The General Motors Air injection Reactor System for the Control of Exhaust Emissions. G. M. Eng. J. 1966/3.

[16] *Reid R. S., Mingle, J. G., Paul, W. H.* : Oxides of Nitrogen from Air added in Exhaust Ports. SAE 660115.

[17] *Bartolomew*, E. : Potentialies of Emission Reduction by design of Induction Systems, SAE 660 109.

[18] Zenith Duplex Induction System. Automobile Engineer. März 1967.

[19] *Knapp, H., Joachim, E. Baumann, G.* : Beeinflussung der Kraftfahrzeugabgase durch Benzineinspritzung. MTZ 1965/9.

CZ. 621.9–185.4

Consideraţii asupra unor posibilităţi de prelucrare cu viteze mari

Ing. Francisc LAMMERT – Uzina de vagoane – Arad

Prelucrarea plastică a metalelor cu viteze mărite de lovire, în gama 10–60 m/s ajungînd pînă la 200 m/s, a căpătat, în ultimul timp, o extindere din ce în ce mai mare, datorită multiplelor avantaje pe care le prezintă acest procedeu. Dintre aceste avantaje vom aminti numai două, care de fapt sînt şi cele mai importante, şi anume : reducerea gabaritului şi a greutăţii utilajelor de prelucrare plastică, precum şi o excepţională creştere a plasticităţii metalului la aceste viteze. Trebuie să arătăm însă, că, în acest caz, realizările practice au devansat cercetările teoretice, întrucît o serie de aspecte fizice ale fenomenelor ce apar, la deformarea cu viteze mari nu sînt cunoscute în suficientă măsură.

Primele studii în acest domeniu apar în anul 1930 [1], pentru ca apoi, în perioada anilor 1930–1945, să existe o stagnare a lucrărilor. În ultimii 15 ani se observă o intensificare neobişnuită a cercetărilor, atît teoretice cît şi practice, legate de deformarea cu viteze mari [2]. Astfel au apărut şi lucrări [3] în care se studiază şi se indică posibilitatea de aplicare practică a unui nou fenomen şi anume acela al variaţiei limitei de elasticitate cu viteza de deformare, în gama 20–200 m/s.

1. *Deformaţia plastică la viteze mari, bazată pe variaţia limitei de elasticitate.*

După cum se cunoaşte pe diagrama tensiune-deformaţie a unui metal, de structură şi compoziţie determinată, limita de elasticitate are o valoare fixă. Totuşi, în realitate, aceasta este numai o limită de elasticitate aparentă, întrucît în realitate ea este influenţată de viteza de deformare. Aşa după cum au stabilit unele cercetări [3], pe diagrama tensiune — deformaţie există două puncte caracteristice (din punct de vedere dinamic) şi anume : limita aparentă de elasticitate σ_{ea} şi limita de curgere (evident tot aparentă) σ_{ca}. Aceste puncte vor împărţi cîmpul diagramei în trei zone (fig. 1) :

— zona elastică, avînd ca limită superioară limita de elasticitate aparentă σ_{ea} ;

— zona intermediară, cuprinsă între limita de elasticitate şi curgerea aparentă ;

— zona plastică, situată deasupra limitei de curgere σ_{ca}.

Panta dreptei $\sigma_{ea} - \sigma_{ca}$ este modulul de elasticitate E_D dinamic (fig. 1), a cărui valoare este dată de relaţia :

$$E_D = c^2 \cdot \rho, \frac{\text{kgf}}{m^2}, \tag{1}$$

unde s-a notat cu :

c — viteza impulsului dinamic, în m/s ;

ρ — masa specifică, $\frac{\text{kg.s}}{\text{m}^4}$, a metalului în care se propagă impulsul.

Teoretic, pentru un anumit tip de metal, viteza impulsului dinamic este constantă şi egală cu viteza de propagare a sunetului în acel metal, ceea ce înseamnă că panta dreptei punctelor caracteristice $\sigma_{ea}\sigma_{ca}$ din figura 1 va fi constantă. În cazul cînd viteza particulelor deformate (care trebuie să fie egală cu însăşi viteza de impact) va fi diferită de viteza impulsului dinamic (aşa după cum se întîmplă în realitate), valoarea modulului dinamic va fi dat de relaţia :

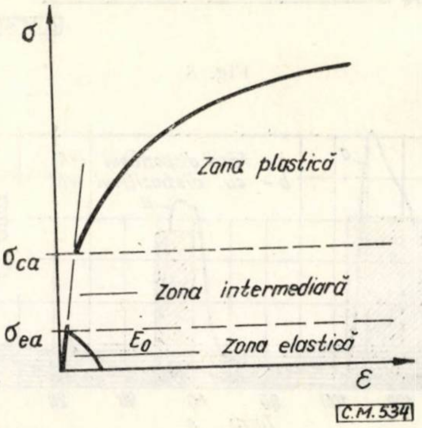


Fig. 1. Punctele şi zonele caracteristice pe diagrama tensiune-deformaţie.

$$E_D = \rho\, c.w, \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}, \tag{2}$$

unde s-a notat cu w viteza instantanee a particulelor deformate, în m/s.

Ca urmare a impactului dinamic între sculă şi material, în acesta din urmă va lua naştere o undă de tensiune, a cărei amplitudine va fi dată de relaţia :

$$\sigma_D = \rho\, c.w.\, \varepsilon, \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}. \tag{3}$$

În această relaţie s-a notat cu ε deformaţia instantanee elastică. Această undă, avînd amplitudinea dată de relaţia (3), se va transmite prin material cu viteza sunetului c.

După propagarea undei de tensiune elastică, bara va fi în continuare parcursă de o undă de deformare plastică [6] caracterizată de o tensiune σ_{KD} mai mică decît σ_D. Cu alte cuvinte, limita de elasticitate va exista doar atîta timp cît unda elastică va parcurge bara de material, fiind deci o funcţie de timp. Din acest motiv, această limită de elasticitate, care s-a notat cu σ_{KD}, se numeşte limită de elasticitate aparent dinamică [3]. Exemplificarea celor de mai sus este ilustrată în figura 2.

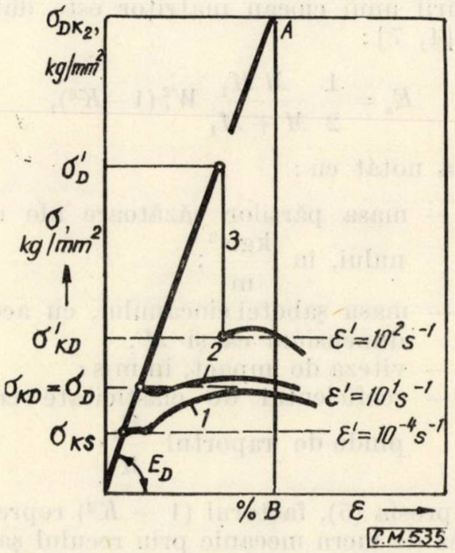


Fig. 2. Dependenţa tensiunii, în funcţie de deformaţia la viteze crescătoare, de deformare.

În diagrama din această figură, pe abscisă s-a trecut alungirea relativă ε, iar pe ordonată tensiunea σ. Dreapta *OA* corespunde relaţiei [3], fiind locul geometric al tensiunilor dinamice σ_D, pentru o anumită valoare a vitezei de impact w. Panta acestei drepte va fi modulul de elasticitate dinamic E_D, exprimat de relaţia (2).

Încărcarea statică este reprezentată de curba *1* şi corespunde unei viteze de deformare foarte mici. Tot pe această curbă *1* s-a notat prin σ_{KS} limita statică de elasticitate. Se mai poate observa că, la viteze mici de deformare (sub 10^1 s^{-1}), limita de elasticitate aparent dinamică σ_{KD} se suprapune peste valoarea tensiunii dinamice σ_D. Pe măsură ce viteza de deformare creşte, va creşte şi tensiunea dinamică, astfel încît, la viteze foarte mari de deformare, aceasta va fi mai mare decît limita de elasticitate aparent dinamică. Punctul *A* din diagramă (fig. 2) corespunde tensiunii dinamice maxime pe care o suportă materialul în momentul ruperii, iar abscisa *B*, corespunzătoare acestei tensiuni, dă alungirea relativă maximă, în momentul ruperii. Între limita de elasticitate aparent dinamică şi limita aparentă de elasticitate statică a fost stabilită următoarea relaţie:

$$\sigma_{KD} = \sigma_{KS}\left(\frac{\dot{\varepsilon}_D}{\dot{\varepsilon}_S}\right)^n, \tag{4}$$

unde s-a notat cu:

σ_{KS} — limita aparentă de elasticitate statică, $\frac{\text{kg.f}}{\text{m}^2}$;

$\dot{\varepsilon}_D$, $\dot{\varepsilon}_S$ — vitezele de deformare corespunzătoare încărcării dinamice şi statice, s^{-1};

n — exponent ce ţine seamă de temperatură şi material.

În baza considerentelor teoretice expuse anterior a fost determinată variaţia tensiunii efective (raportată la secţiunea instantanee de deformaţie) în funcţie de viteza de impact, pentru oţel la rece (fig. 3).

Referitor la această diagramă trebuie să arătăm că ea este o concretizare practică a celei din figura 2. Pe ordonată s-au notat cu σ_{D30} σ_{D60} şi σ_{D90} tensiunile efective dinamice create ca urmare a impactului cu vitezele de 30, 60, 90 m/s, iar pe abscisă alungirile relative corespunzătoare acestor tensiuni.

După ce unda de tensiune dinamică străbate bara sau semifabricatul pe întreaga sa lungime, valoarea sa scade pînă la limita de elasticitate aparent dinamică notată pe diagramă prin σ_{KD30}, σ_{KD60} şi σ_{KD90}, totodată trecînd din domeniul elastic în cel plastic. La creşteri ale alungirii relative peste valorile corespunzătoare limitei de elasticitate aparente, tensiunea efectivă pentru o anumită viteză de impact va creşte atingînd un maxim după care va scădea. Aplicarea practică a fenomenului de variaţie

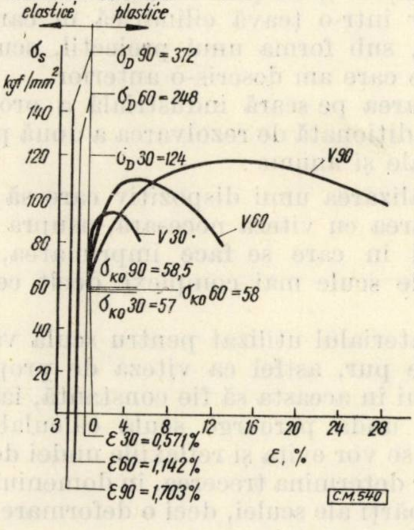


Fig. 3. Variaţia tensiunii efective în funcţie de alungirea relativă şi viteza instantanee de refulare.

a limitei elastice, în prelucrarea plastică, se poate face proiectînd un semifabricat (spre exemplu, de forma unei bare) asupra unui bloc imobil de o lungime astfel stabilită încît, în timpul impactului, unda de tensiune ce ia naştere la impact să străbată întreaga bară. Pentru cazul exemplificat, semifabricatul mobil va fi denumit sculă, iar blocul imobil va fi materialul ce se prelucrează. Fenomenele ce se vor produce la izbirea sculei de bloc vor fi următoarele : în sculă şi bloc va lua naştere simultan o undă de tensiune dinamică, dar timpul în care această undă va străbate blocul va fi mai mic decît cel în care unda dinamică străbate scula. Ca urmare, în timp ce materialul sculei se află în stare elastică, în bloc valoarea undei de tensiune dinamică după ce îl străbate va scădea pînă la limita de elasticitate aparent dinamică, trecînd în domeniul deformaţiilor plastice adică scula va produce o deformare plastică numai în bloc, în zona impactului. Primele aplicaţii practice după cele cunoscute din literatura de specialitate [3] se referă la executarea matriţelor necesare confecţionării şuruburilor sau buloanelor. În acest caz, partea matriţei (semimatriţa superioară) care execută formarea capului de şurub sau de bulon se obţine prin imprimare. Scula are o construcţie foarte simplă, ea fiind o piesă de formă cilindrică (cu raportul dintre lungime şi diametru egal cu 5) care se proiectează cu o viteză mare (circa 150... ...180 m/s).

Viteza necesară se obţine fie cu ajutorul aerului comprimat de presiune ridicată (în jur de 60 kgf/cm^2), fie prin detonarea unui amestec exploziv într-o ţeavă cilindrică în care se introduce, sub forma unui proiectil, scula cilindrică pe care am descris-o anterior.

Aplicarea pe scară industrială a procedeului este condiţionată de rezolvarea a două probleme principale şi anume :

— realizarea unui dispozitiv care să permită proiectarea cu viteză necesară, asupra blocului matriţei în care se face imprimarea, a unor forme de scule mai complexe decît cele cilindrice ;

— materialul utilizat pentru sculă va fi suficient de pur, astfel ca viteza de propagare a sunetului în aceasta să fie constantă, iar timpul în care unda parcurge scula calculabil. Prin aceasta se vor evita şi reflexiile undei de impact care vor determina trecerea, în domeniul plastic, a unor părţi ale sculei, deci o deformare plastică nedorită a acesteia.

Procedeul al cărui principiu l-am expus anterior este deocamdată numai în fază experimentală [3] şi considerăm că extinderea cercetărilor în acest domeniu este foarte rentabilă sub aspectul avantajelor economice ce se vor putea obţine, ca spre exemplu reducerea apreciabilă a manoperei de execuţie a matriţelor precum şi o durabilitate sporită a lor :

2. *Deformaţia plastică cinetică* (*sau prin împuşcare*)

Acest procedeu, experimentat foarte recent [2], a apărut tot ca urmare a aplicării vitezelor mari în deformarea plastică a metalelor. Principiul lui se bazează pe faptul că energia utilă a loviturii unui ciocan matriţor este dată de relaţia [4, 7] :

$$E_u = \frac{1}{2}\,\frac{M M_1}{M + M_1}\,W_i^2 (1-K^2), \tag{5}$$

unde s-a notat cu :

M — masa părţilor căzătoare ale ciocanului, în $\frac{\text{kg.s}^2}{\text{m}}$;

M_1 — masa şabotei ciocanului, cu aceleaşi dimensiuni ca şi M ;

W_i — viteza de impact, în m/s ;

K — coeficientul de elasticitate ce depinde de raportul $\frac{M_1}{M}$.

În expresia (5), factorul $(1 - K^2)$ reprezintă pierderea de lucru mecanic prin reculul şabotei şi al berbecului ciocanului, fiind cu atît mai mic cu cît raportul $\frac{M}{M_1}$ este şi el mai mic. Practic, atunci cînd $\frac{M}{M_1} \to 0,\ K = 0$.

Relaţia (5) se mai poate scrie şi sub forma :

$$E_u = \frac{1}{2}\,\frac{M}{1 + \frac{M}{M_1}}\,W_i^2 (1 - K^2). \tag{6}$$

Dacă acum considerăm că, în locul berbecului ciocanului, se va mişca cu viteza W_i însuşi semifabricatul de masă m, care se va izbi de un perete rigid a cărui masă M_1 este cu mult mai mare, în comparaţie cu aceea a semifabricatului, va rezulta :

$$\frac{M}{M_1} = \frac{m}{M_1} = 0, \text{ deci } K = 0, \tag{7}$$

astfel că relaţia (6) devine :

$$E_u = \frac{1}{2}\,m W_i^2. \tag{8}$$

Ceea ce înseamnă că, dacă vom proiecta cu o viteză foarte mare un semifabricat de masă relativ mică m asupra unui perete rigid, se poate obţine o energie de deformare echivalentă ca în cazul cînd o masă mult mai mare (berbecul ciocanului) se mişcă cu o viteză mult mai mică decît a semifabricatului. Acest fapt reiese mai clar în evidenţă din tabela 1, unde

Tabela 1

Denumirea parametrilor	Indicatori calitativi pentru matriţare piese din oţel					
Forţa nominală a presei, în t	40	63	100	160	250	400
Energia de presare, în kgm	100	200	400	800	1 600	3 200
Viteza de lovire, în m/s,	0,250	0,230	0,420	0,720	0,930	2,200
Greutatea piesei matriţate, în kg.	0,100	0,200	0,300	0,500	1	5
Masa piesei matriţate, în $kgm^{-1} s^2$	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,5
Viteza de lovire pentru a obţine aceeaşi energie de lovire, în m/s	140	140	116	178	178	122

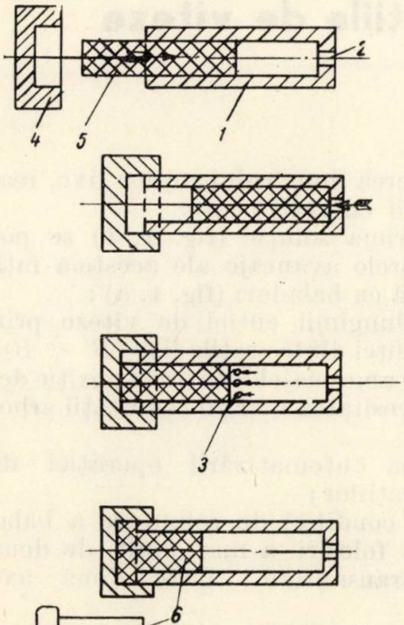


Fig. 4. Schema de principiu a matriţării prin împuşcare :
1 – tub de conducere ; *2* – orificiu de admisie a aerului ; *3* – orificiu de descărcare ; *4* – matriţă de formare a capului (bulon sau şurub) ; *5* – semifabricat ; *6* – piesa finită.

se dă energia de deformare produsă de presele mecanice cu şurub, în comparaţie cu energia produsă de masa unei piese ce se mişcă cu o viteză mult mai mare. Astfel se poate observa că, la viteze de lovire cuprinse între 120... ...180 m/s, energia cinetică este echivalentă cu aceea dezvoltată de presa mecanică.

Primele experimentări şi încercări practice asupra matriţării cinetice (sau prin împuşcare) au fost descrise în mod detaliat în lucrarea [2] şi au arătat că procedeul poate fi aplicat cu rezultate bune la fabricarea pieselor de tipul tijelor cu îngroşare la un capăt, cum sînt buloanele sau şuruburile.

Astfel la aceste încercări s-au utilizat semifabricate rotunde avînd diametrul de 38 mm, iar lungimile de 15, 32, 38, 50 şi 60 mm. Vitezele de impact utilizate au fost cuprinse între 150...400 m/s, corespunzînd unor energii cinetice de 25...125 kgm.

S-au obţinut astfel buloane cu capul cilindric, realizîndu-se o umplere bună a capului de bulon, bavura lipsind aproape complet.

Pe baza principiului expus, autorul acestui articol a construit un dispozitiv experimental de matriţare a buloanelor, a cărui schemă de funcţionare destul de simplă este redată în figura 4.

Astfel, semifabricatul încălzit pe porţiunea de capăt, unde se formează capul de bulon, se introduce în tubul de conducere 1 (fig. 4), al cărui diametru interior este cu circa 1 mm mai mare faţă de diametrul semifabricatului. După introducerea acestuia, printr-un sistem de înzăvorîre se cuplează matriţa de formare a capului *4* de tubul de conducere, iar prin orificiul de admisie *2* se introduce aer comprimat la presiunea de 10...16 atm (în funcţie de viteza de lovire pe care dorim să o obţinem), semifabricatul fiind proiectat în matriţa de formare unde, datorită vitezei mari de izbire, respectiv a energiei cinetice create prin mişcare, se formează capul bulonului. Orificiile *3* au ca scop să efectueze o limitare a cursei de lovire. În momentul cînd aceste orificii sînt deschise de semifabricat în mişcarea sa, aerul este evacuat prin ele, iar semifabricatul îşi va reduce viteza de lovire. Încercările au arătat că prin acest procedeu este posibilă formarea plastică a buloanelor, cu diametrul tijei cilindrice pînă la 20 mm şi cu diametrul capului pînă la 1,5 *d* (unde *d* este diametrul tijei). Se pot utiliza pentru aceste buloane oţeluri carbon nealiate cu o rezistenţă la rece de maximum 50 kgf/mm^2.

Ca un dezavantaj trebuie să arătăm faptul că, spre deosebire de matriţarea clasică, în cazul matriţării prin împuşcare (ne referim mai ales la buloane) nu se pot obţine muchii sau colţuri pronunţate ale piesei, acestea rezultînd rotunjite.

Avantajul principal al acestei metode îl vedem în faptul că poate elimina utilizarea utilajelor de matriţare voluminoase şi greoaie, înlocuindu-le prin dispozitive simple şi de gabarit redus. Astfel în forjele unde, spre exemplu, pentru matriţarea buloanelor, se utilizează prese mecanice cu şurub, ar fi posibilă trecerea lor la matriţarea prin împuşcare, ceea ce ar permite degrevarea acestor utilaje şi folosirea lor la lucrări de matriţare mai complexe.

3. *Concluzii.*

Scopul articolului nostru este de a atrage atenţia asupra acestor două noi procedee de prelucrare plastică a metalelor, derivînd din noile cunoştinţe teoretice ale comportării metalelor la viteze ridicate de deformare.

Este adevărat că ele se găsesc încă în fază experimentală fără o aplicație extinsă la producția de masă, dar după depășirea acestei faze de încercări, aplicațiile practice în industria prelucrătoare vor aduce avantaje apreciabile. Dacă pînă în prezent în construcția utilajelor de prelucrare plastică a metalelor s-a mers pe principiul de a obține energia de deformare plastică necesară utilizînd mase mari deplasate cu viteze mici, noua direcție de orientare în construcția lor va merge pe utilizarea unor mase cu mult mai mici deplasate însă cu viteze ridicate (așa cum este de altfel în cazul ciocanelor tip Dynapac). Considerăm ca necesar și de o deosebită actualitate dezvoltarea cercetărilor atît teoretice cît și practice în acest domeniu, deoarece avantajele economice obținute pot fi apreciabile.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Donnel L. H.* Longitudinal wave transmission and impact. In : Trans. ASME 52 nr 1, 1930, p. 153—.—167.

[2] *Trawis, F. W.* An investigation into kinetic forming. In :Internat. j. mach. tool design and res. 9,nr. 1 1969, p. 51—63.

[3] Noi aspecte teoretice și practice ale prelucrării prin deformare plastică. In : Machine moderne, nr. 728, 1969, p. 17—26.

[4] *Chiriță, V., Drăgan, I., Maniu, A., Vasiliu, A.* Matrițarea la cald a metalelor. București, Ed. tehnică, 1968, p. 269—283.

[5] *Sogrișin, I. P., Novikov, V. M.* Despre parametrii de bază ai ciocanelor ultrarapide. In : Kuznecino stampovocinoe proizdvostvo, nr. 11, 1968, p. 36—39.

[6] *Cristescu, N.* Probleme dinamice în teoria plasticității. București, Ed. tehnică, 1958, p. 30.

[7] *Chamouard, A.* Estampage et forge, vol. 2. Paris, Dunod, 1966.

C.Z. 621.9-585.12

Cu privire la folosirea roților legate în cutiile de viteze ale mașinilor-unelte

Ing. Vasile MORARU – Institutul politehnic – București

În construcția de mașini, ca de altfel în oricare alt domeniu de activitate pentru producerea bunurilor materiale, una din condițiile impuse pentru sporirea eficienței produsului și îmbunătățirea calității funcționale este aceea a reducerii gabaritului și a numărului de elemente (piese) care compun produsul.

O asemenea problemă transpusă în cazul construcției de mașini-unelte poate să se refere la majoritatea ansamblurilor componente. Astfel, dacă ne referim la cutiile de viteze, folosite frecvent în construcția de mașini-unelte, se pot defini, în principal, două tendințe de reducere a gabaritului și numărului de mecanisme folosite în construcția acestora, tendințe justificate de destinația mașinii-unelte.

O primă tendință, care se manifestă tot mai frecvent, este aceea a reducerii celor trei dimensiuni ale cutiilor de viteze cît și a numărului de mecanisme al acestora prin utilizarea roților de schimb [1]. Această soluție determină o cutie de viteze simplă din punct de vedere constructiv, însă la care timpul necesar operației de schimbare a turațiilor este mare. Acest fapt impune ca soluția să fie folosită la mașinile-unelte speciale și specializate.

La mașinile-unelte universale, unde se cere ca timpul necesar operației de schimbare a turației să fie cît mai mic posibil, se impune cea de a doua tendință. Aceasta constă în reducerea, în principal, a lungimii axelor cutiilor de viteze, lucru ce se realizează pe două căi și anume :

1. prin înlocuirea blocurilor baladoare cu roți libere pe ax, cuplarea cu acesta făcîndu-se cu ajutorul unor cuplaje ;

2. prin reducerea numărului roților fixe, realizînd construcții cu roți legate.

Privitor la prima soluție (fig. 1, *b*) se pot enunța următoarele avantaje ale acesteia față de soluția clasică cu baladori (fig. 1, a) :

— reducerea lungimii cutiei de viteze prin micșorarea distanței dintre roțile fixe ($B' < B$) ;

— amplasarea angrenajelor în orice poziție determinată de necesitatea măririi rigidității arborilor ;

— posibilitatea automatizării operației de schimbare a turațiilor ;

— eliminarea condiției de comutare a baladorilor în cazul folosirii a mai mult de două rapoarte de transmitere, între două axe (fig. 1, c).

Cu toate acestea, construcțiile de acest fel au și dezavantaje cum sînt :

— creșterea costului cutiei de viteze prin introducerea ambreiajelor ;

— necesitatea reglărilor periodice ale ambreiajelor corespunzător uzurii elementelor de frecare ;

— pericolul cuplării simultane a două roți în cazul folosirii a mai mult de două rapoarte de trasmitere între două axe (fig. 1, *c*). Construirea și conceperea unui sistem de interblocare cu o mare siguranță în funcționare conduc în mod inevitabil la creșterea costului cutiei de viteze.

Acest dezavantaj limitează folosirea ambreiajelor la realizarea de maximum două rapoarte de transmitere între două axe [1].

Cea de a doua soluție (fig. 2, *b*), numită baladori cu roți legate, constă în aceea că roţile fixe ale primei trepte de transmitere sînt folosite ca roţi fixe şi pentru cea de a doua treaptă. Se observă că pentru prima treaptă

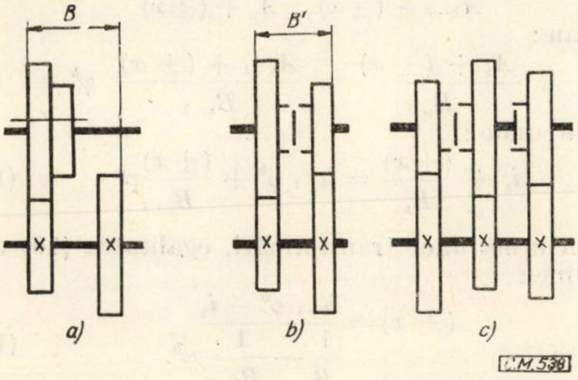


Fig. 1

de transmitere roţile fixe sînt roţi conduse, iar pentru cea de a doua sînt roţi conducătoare.

Această soluţie, deşi determină o uzură sporită a roţilor legate, prezintă, faţă de soluţia clasică (fig. 2, a), următoarele avantaje :

— reducerea considerabilă a lungimii cutiei de viteze ;

— reducerea numărului de roţi fixe, ceea ce atrage după sine reducerea costului cutiei de viteze.

Este de observat faptul că construcţia cu roţi legate este avantajoasă şi în cazul folosirii ambreiajelor.

Realizarea unei asemenea construcţii nu este totdeauna posibilă, ceea ce impune cunoaşterea

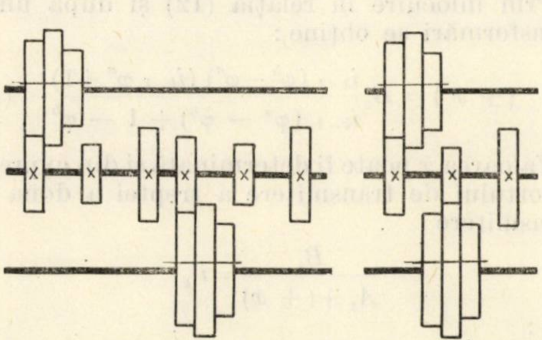


Fig. 2

condiţiilor ce trebuie să le îndeplinească rapoartele de transmitere ale celor două trepte de transmitere. În literatura de specialitate [2], [3] sînt indicate relaţii de legătură între raportul de transmitere total al celor două trepte şi unul din rapoartele individuale, ceea ce face ca operarea cu aceste relaţii să fie anevoioasă. Un alt aspect este acela că relaţiile citate sînt determinate pentru cazul particular cînd turaţiile realizate de treapta a doua de transmitere sînt distanţate cu valoarea φ, adică atunci cînd indicele factorului ecuaţiei structurale este egal cu unitatea. Ori, indicii factorilor, în afară de unul, au alte valori decît unitatea, valori determinate de legea de formare a acestora.

Considerentele de mai sus au impus ca lucrarea de faţă să trateze unele aspecte specifice, cu valabilitate generală, în elaborarea cinematicii cutiilor de viteze cu roţi legate.

A. *Condiţia realizării a* n *roţi legate între două trepte de transmitere*

Să considerăm două trepte de transmitere oarecare (fig. 3) la care roţile fixe de pe axul sînt roţi legate. Pe prima treaptă de transmitere rapoartele au fost notate în ordine descrescătoare ($i_{k-1} < i_k$), iar pe a doua în ordine crescătoare ($i'_{k-1} > i'_k$).

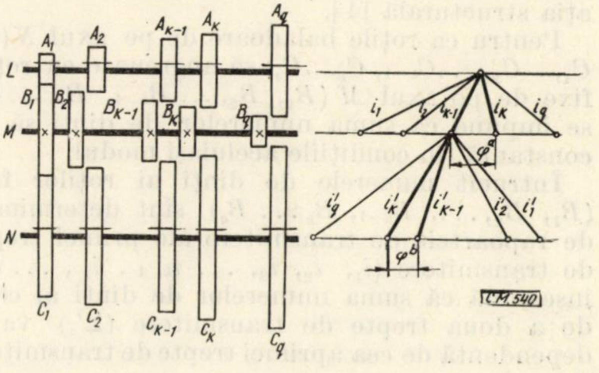


Fig. 3

Dacă se consideră că fiecare treaptă de transmitere realizează un număr de q, respectiv q' rapoarte, se pot scrie valorile lor funcţie de numerele de dinţi ale roţilor dinţate :

$$\begin{aligned}
i_1 &= \frac{A_1}{B_1} & i'_1 &= \frac{B_1}{C_1} \\
i_2 &= \frac{A_2}{B_2} & i'_2 &= \frac{B_2}{C_2} \\
&\vdots & &\vdots \\
i_{k-1} &= \frac{A_{k-1}}{B_{k-1}} & i'_{k-1} &= \frac{B_{k-1}}{C_{k-1}} \\
i_k &= \frac{A_k}{B_k} & i' &= \frac{B_k}{C_k} \\
&\vdots & &\vdots \\
i_q &= \frac{A_q}{B_q} & i'_k &= \frac{B_q}{C_q}
\end{aligned} \tag{1}$$

Întrucît turaţiile cutiei de viteze sînt ordonate în serie geometrică, şi rapoartele de transmitere de pe fiecare treaptă rezultă tot în serie geometrică [1], ceea ce permite să se scrie:

$$
\begin{array}{llll}
i_1 & = i_{min} & i'_1 & = i'_{max} \\
i_2 & = i_1 \varphi^a & i'_2 & = \dfrac{i'_1}{\varphi^b} \\
\cdot & & & \\
\cdot & & i'_{k-1} & = \dfrac{i'_{k-2}}{\varphi^b} \\
\cdot & & & \\
i_{k-1} & = i_{k-2}\, \varphi^a & i'_k & = \dfrac{i'_{k-1}}{\varphi^b} \\
i_k & = i_{k-1}\, \varphi^a & & \\
i_q & = i_{q-1}\, \varphi^a = i_{max} & i'_q & = \dfrac{i'_{q-1}}{\varphi^b} = i'_{min}
\end{array}
\qquad (2)
$$

în care φ este raţia seriei geometrice după care sînt ordonate turaţiile axului principal al cutiei de viteze, iar a şi b sînt indicii termenilor, corespunzători baladorilor consideraţi, din ecuaţia structurală [1].

Pentru ca roţile baladoare de pe axul $N (C_1, C_1, \dots C_2, \dots C_{k-1}, C_k, \dots C_q)$ să angreneze cu roţile fixe de pe axul $M (B_1, B_2, \dots B_{k-1}, B_k, \dots B_q)$ se impune ca suma numerelor de dinţi să fie constantă, în condiţiile aceluiaşi modul.

Întrucît numerele de dinţi ai roţilor fixe $(B_1, B_2, \dots, B_{k-1}, B_k \dots B_q)$ sînt determinate de rapoartele de transmitere ale primei trepte de transmitere $(i_1, i_2, i_3, \dots i_{k-1}, i_k, \dots i_q)$, înseamnă că suma numerelor de dinţi ai celei de a doua trepte de transmitere (Σ'_z) va fi dependentă de cea aprimei trepte de transmitere $\Sigma_z)$.

Astfel se pot scrie relaţiile:

$$
\begin{aligned}
\Sigma_z &= A_1 + B_1 = A_2 + B_2 = \dots = A_{k-1} + \\
&+ B_{k-1} = A_k + B_k = \dots = A_q + B_q, \\
\Sigma'_z &= B_1 + C_1 = B_2 + C_2 = \dots = B_{k-1} + \\
&+ C_{k-1} = B_k + C_k = \dots = B_q + C_q.
\end{aligned}
\qquad (3)
$$

Considerînd termenii generali ai relaţiilor (3), se poate scrie:

$$
\begin{aligned}
B_k &= \Sigma_z - A_k, \\
B_k &= \Sigma'_z - C_k,
\end{aligned}
\qquad (4)
$$

de unde, prin egalarea relaţiilor (4), rezultă;

$$\Sigma'_z = \Sigma_z + (C_k - A_k). \qquad (5)$$

Dacă se notează $C_k - A_k = (\pm x)$, rezultă că suma numerelor de dinţi ai celei de a doua trepte trebuie să crească sau să scadă cu valoarea x, funcţie de semnul acesteia:

$$\Sigma'_z = \Sigma_z + (\pm x). \qquad (6)$$

Se remarcă faptul că valoarea x nu poate fi oarecare, ci numai aceea determinată de condiţia ca rapoartele de transmitere ale treptei a doua să se succeadă în serie geometrică:

$$i'_{k-1} = i'_k\, \varphi^b. \qquad (7)$$

Exprimînd rapoartele de transmitere funcţie de numerele de dinţi, se obţine:

$$\frac{B_{k-1}}{A_{k-1} + (\pm x)} = \frac{B_k}{A_k + (\pm x)}\, \varphi^b \qquad (8)$$

sau:

$$\frac{A_k + (\pm x)}{B_k} = \frac{A_{k-1} + (\pm x)}{B_{k-1}}\, \varphi^b, \qquad (9)$$

de unde:

$$i_k + \frac{(\pm x)}{B_k} = i_{k-1}\, \varphi^b + \frac{(\pm x)}{B_{k-1}} \varphi^b \qquad (10)$$

În urma unor transformări, egalitatea (10) devine:

$$(\pm x) = \frac{i_{k-1}\, \varphi^b - i_k}{\dfrac{1}{B_k} - \dfrac{1}{B_{k-1}} \varphi^b}. \qquad (11)$$

Cum însă $i_k = i_{k-1}\, \varphi^a$, prin înlocuire relaţia (11) devine:

$$(\pm x) = B_k \frac{i_{k-1} (\varphi^b - \varphi^a)}{1 - \dfrac{B_k}{B_{k-1}} \varphi^b}. \qquad (12)$$

Pentru exprimarea raportului $\dfrac{B_k}{B_{k-1}}$ funcţie de rapoartele de transmitere se consideră egalitatea:

$$A_k + B_k = A_{k-1} + B_{k-1}$$

sau:

$$B_k (i_k^{+1}) = B_{k-1} (i_{k-1} + 1),$$

de unde:

$$\frac{B_k}{B_{k-1}} = \frac{i_{k-1} + 1}{i_k + 1} = \frac{i_{k-1} + 1}{i_{k-1}\, \varphi^a + 1}.$$

Prin înlocuire în relaţia (12) şi după unele transformări se obţine:

$$(\pm x) = B_k \frac{i_{k-1} (\varphi^b - \varphi^a) (i_{k-1}\, \varphi^a + 1)}{i_{k-1} (\varphi^a - \varphi^b) + 1 - \varphi^b}. \qquad (13)$$

Valoarea x poate fi determinată şi din expresia raportului de transmitere a treptei a doua de transmitere:

$$\frac{B_k}{A_k + (\pm x)} = i'_k$$

sau:

$$\frac{1}{i'_k} = i_k + \frac{(\pm x)}{B_k},$$

de unde:

$$(\pm x) = B_k \left(\frac{1}{i'_k} - i_k \right). \qquad (14)$$

Din egalarea relaţiilor (13) şi (14) se determină:

$$\frac{1}{i'_k} = i_{k-1} \frac{\varphi^b (1 - \varphi^a)}{i_{k-1} (\varphi^a - \varphi^b) + 1 - \varphi^b}, \qquad (15)$$

iar:

$$i'_k = \frac{1}{i_{k-1}} \frac{1 - \varphi^b}{\varphi^b (1 - \varphi^a)} + \frac{\varphi^a - \varphi^b}{\varphi^b (1 - \varphi^a)} \qquad (16)$$

sau:

$$i'_k = \frac{1}{i_{k-1}} \; \frac{\varphi^b - 1}{\varphi^b(\varphi^a - 1)} + \frac{\varphi^b - \varphi^a}{\varphi^b(\varphi^a - 1)}. \quad (17)$$

Pentru ușurința aplicării relației (17) se poate considera că rapoartele de transmitere i'_k și i_{k-1} au valorile minime, ceea ce permite ca aceasta să devină:

$$i'_q = \frac{1}{i_1} \; \frac{\varphi^{(q'-1)b} - 1}{\varphi^{(q'-1)\,b}\,[\varphi^{(q-1)\,a} - 1]} + \frac{\varphi^{(q'-1)\,b} - \varphi^{(q-1)\,a}}{\varphi^{(q'-1)\,b}\,[\varphi^{(q-1)\,a} - 1]}. \quad (18)$$

Relația (18) exprimă dependența dintre rapoartele minime ale celor două trepte de transmitere pentru ca să rezulte o construcție cu roți legate.

Întrucît valorile lui φ, a și b sînt constante pentru o rețea structurală dată, relația (18) poate fi scrisă sub forma:

$$i'_q = \frac{1}{i_1} K_1 + K_2. \quad (19)$$

Datorită faptului că, din considerente constructive și funcționale, rapoartele de transmitere folosite la cutiile de viteze ale mașinilor-unelte sînt limitate [1], raportul de transmitere i'_q poate avea valorile cuprinse între limitele [5]:

$$\frac{1}{4} \leqslant i'_q \leqslant \frac{2}{\varphi^{(q'-1)b}} \quad (20)$$

sau:

$$\frac{1}{4} \leqslant \frac{1}{i_1} K_1 + K_2 \leqslant \frac{2}{\varphi^{(q'-1)\,b}}. \quad (21)$$

Din dubla inegalitate (21) se pot determina valorile maxime și minime ale raportului de trasmitere i_1 pentru ca i'_q să rezulte în limitele admisibile:

$$\frac{\varphi^{(q'-1)\,b} \cdot K_1}{2 - \varphi^{(q'-1)\,b} \cdot K_2} \leqslant i_1 \leqslant \frac{4\,K_1}{1 - 4K_2} \quad (22)$$

Prin înlocuirea constantelor K_1 și K_2 cu expresiile lor, dubla inegalitate (22) devine:

$$\frac{\varphi^{(q'-1)\,b} - 1}{3\,\varphi^{(q-1)\,a} - [\varphi^{(q'-1)\,b} + 2]} \leqslant i_1 \leqslant \frac{4\,[\varphi^{(q'-1)\,b} - 1]}{\varphi^{(q-1)\,a}\,[\varphi^{(q'-1)\,b} + 4] - 5\,\varphi^{(q'-1)\,b}} \quad (23)$$

care determină domeniul în care raportul i_1 poate lua orice valoare. Însă soluțiile reale care permit legarea celor n roți fixe sînt situate în domeniul determinat de limitele impuse raportului i_1 și anume:

$$\frac{1}{4} \leqslant i_1 \leqslant \frac{2}{\varphi^{(q-1)a}}. \quad (24)$$

Domeniul determinat de dubla inegalitate (24) este și el restrîns de limita superioară impusă sumei numerelor de dinți [1], distingîndu-se două situații și anume:

— inversul rapoartelor de transmitere ale treptei a doua sînt mai mari decît rapoartele primei trepte $\left(\frac{1}{i'_q} > i_q\right)$:

$$\Sigma'_z = B_q + (A_q + x) \leqslant 120 \quad (25)$$

sau:

$$x \leqslant 120 - \Sigma_z; \quad (26)$$

— inversul rapoartelor de transmitere ale treptei a doua sînt mai mici decît rapoartele primei trepte $\left(\frac{1}{i'_q} < i_q\right)$:

$$\Sigma'_z = B_q + (A_q - x) \leqslant 120 \quad (27)$$

sau:

$$\Sigma_z - x \leqslant 120, \quad (28)$$

condiție care va fi totdeauna îndeplinită deoarece $\Sigma_z \leqslant 120$. De această dată este însă obligatorie verificarea numărului minim de dinți. Dintre roțile baladoare de pe axul L cea mai mică roată este A_1 a raportului i_1, astfel că se poate scrie:

$$C_1 = A_1 - x \geqslant 17 \quad (29)$$

sau:

$$x \leqslant A_1 - 17. \quad (30)$$

B. *Metodica de calcul*

1. Se determină valorile limită ale raportului i_1 cu dublele inegalități (23) și (24).

2. Se alege o valoare a raportului i_1, situată în domeniul determinat anterior, pe considerente constructive și funcționale [4], și se calculează valoarea raportului de transmitere i'_q cu relația (18).

3. Se calculează numerele de dinți pentru prima treaptă de transmitere [1]. De observat că suma numerelor de dinți va trebui să fie cît mai mică atunci cînd $\frac{1}{i'_q} > i_q$ și cît mai mare atunci cînd $\frac{1}{i'_q} < i_q$.

4. Se calculează valoarea x cu relația (obținută din relația (12) după reconsiderarea rapoartelor de transmisie):

$$\pm\, x = B_q \frac{i_,[\varphi^{(q'-1)\,b} - \varphi^{(q-1)\,b}]}{1 - \frac{B_q}{B_1}\varphi^{(q'-1)\,b}},$$

după care se face verificarea pentru cele două situații cu inegalitățile (26) și, respectiv (30).

5. Se determină numerele de dinți ai roților C_k de pe axul N (condus, al treptei a doua)

— pentru $\frac{1}{i'_q} > i_q \quad C_q = A_q + x$;

— pentru $\frac{1}{i'_q} < i_q \quad C_q = A_q - x$.

C. *Particularizarea relaţiilor generale*

Considerente de ordin constructiv şi funcţional fac ca pentru o treaptă de transmitere să poată fi realizate roţi baladoare cu două sau maximum trei roţi, adică pot exista două, maximum trei rapoarte de transmitere [1]. În baza acestei constatări pot fi analizate cîteva cazuri de interes practic.

a) *Realizarea a trei roţi legate.* Trei roţi legate pot rezulta în cazul în care pe fiecare treaptă există trei rapoarte de transmitere (fig. 4), astfel că:

$$q' = q = 3.$$

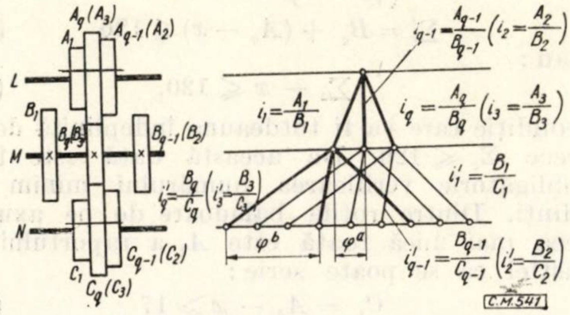

$A_q(A_3)$
A_1
$A_{q-1}(A_2)$
L
B_1
$B_q(B_3)$
$B_{q-1}(B_2)$
M
N
$C_{q-1}(C_2)$
C_1
$C_q(C_3)$
$i_{q-1}=\frac{A_{q-1}}{B_{q-1}}\left(i_2=\frac{A_2}{B_2}\right)$
$i_1=\frac{A_1}{B_1}$
$i_q=\frac{A_q}{B_q}\left(i_3=\frac{A_3}{B_3}\right)$
$i'_1=\frac{B_1}{C_1}$
$i'_q=\frac{B_q}{C_q}\left(i'_3=\frac{B_3}{C_3}\right)$
φ^b
φ^a
$i'_{q-1}=\frac{B_{q-1}}{C_{q-1}}\left(i'_2=\frac{B_2}{C_2}\right)$
C.M.541

Fig. 4

Considerînd termenii 3 × 3 din ecuaţia structurală şi $\varphi = 1{,}12$, se poate constata că:

— pentru indicii $3_1 \times 3_3$ nu există soluţii reale de legare a celor trei roţi fixe, deoarece limitele raportului i_1 sînt:

$$-4 \leqslant i_1 \leqslant -\frac{1{,}6}{1};$$

— pentru indicii $3_1 \times 3_2$ (reţea anormală), de asemenea nu există soluţii reale de legare a celor trei roţi fixe, deoarece limitele raportului i_1 sînt:

$$\frac{1}{2{,}5} \leqslant i_1 \leqslant -\frac{2{,}4}{1};$$

— pentru indicii $3_1 \times 3_1$ (reţea anormală) se găsesc mai multe soluţii reale deoarce:

1) valorile limită ale raportului de transmitere i_1 determinate cu dubla inegalitate (23) sînt:

$$\frac{1}{2} \leqslant i_1 \leqslant \frac{3{,}33}{1},$$

iar limitele reale determinate cu dubla inegalitate (24) sînt:

$$\frac{1}{2} \leqslant i_1 \leqslant \frac{1{,}6}{1};$$

2) alegîndu-se valoarea $i_1 = \frac{1}{2}$, se calculează valoarea raportului de transmitere i'_q cu relaţia (18) care rezultă:

$$i'_q = i'_3 = \frac{1{,}6}{1} = \frac{\varphi^4}{1};$$

3) numerele de dinţi ai roţilor primei trepte de transmitere pot fi:

$$A_1 = 30; \quad A_2 = A_{q-1} = 32; \quad A_3 = A_q = 35;$$
$$B_1 = 60; \quad B_2 = B_{q-1} = 58; \quad B_3 = B_q = 55;$$

4) deoarece $\varphi^{(q-1)a} = \varphi^{(q'-1)b}$ rezultă $x = 0$;

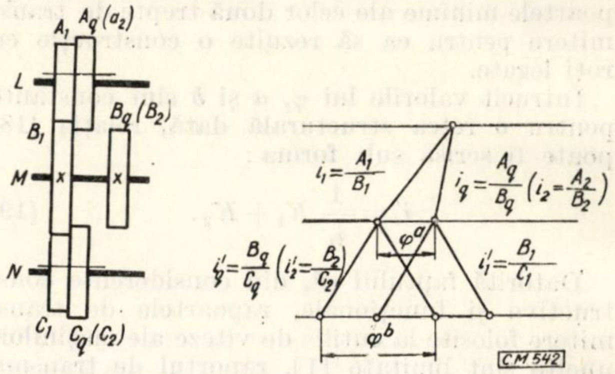

A_1
$A_q(a_2)$
L
$B_q(B_2)$
B_1
M
N
C_1
$C_q(C_2)$
$i_1=\frac{A_1}{B_1}$
$i_q=\frac{A_q}{B_q}\left(i_2=\frac{A_2}{B_2}\right)$
φ^a
$i'_q=\frac{B_q}{C_q}\left(i'_2=\frac{B_2}{C_2}\right)$
$i'_1=\frac{B_1}{C_1}$
φ^b
CM 542

Fig. 5

5) datorită faptului că $x = 0$, numerele de dinţi ai roţilor C_k (de pe axul N) vor fi:

$$C_1 = C_1 = A_1 = 30;$$
$$C_2 = C_{q-1} = A_2 = 32;$$
$$C_3 = C_q = A_3 = 35.$$

b) *Realizarea a două roţi legate.* O asemenea construcţie poate fi realizată, în principal, considerînd următoarele situaţii:

1) rezultînd dintr-o formulă structurală cu termenii 2 × 2, aşa cum se vede din figura 5, caz în care $q' = q = 2$.

Analizarea pentru $\varphi = 1{,}25$ şi diferiţi indici ai termenilor formulei structurale conduc la concluzia că nu există soluţii reale în cazul indicilor $2_2 \times 2_4$ şi $2_2 \times 2_3$.

Se găsesc soluţii reale în cazul indicilor $2_2 \times 2_2$ deoarece limitele lui i_1 sînt:

$$\frac{1}{6} \leqslant i_1 \leqslant \frac{3{,}35}{1},$$

ceea ce determină ca limite reale:

$$\frac{1}{4} \leqslant i_1 \leqslant \frac{1{,}6}{1};$$

2) rezultînd dintr-o formulă structurală cu termenii 3 × 3.

Aici problema se rezumă la a lega din cele șase roți fixe ale mecanismului clasic (fig. 2, *a*) numai două. Particularitatea este determinată de rapoartele de transmitere luate în considerare pentru a se realiza construcția cu două roți legate. Numărul de posibilități este de patru.

De data aceasta se consideră la una din trepte rapoartele minim și maxim, iar la celelalte două rapoarte consecutive ceea ce presupune ca *q* sau *q'* să fie luați ca atare (adică 3 sau 2). În aceste condiții, rezolvarea problemei este similară celei de la subpunctul *b*1 cu deosebirea că numerele de dinți ai roților pentru raportul de transmitere a cărui roată fixă este nelegată se determină în condițiile sumei numerelor de dinți (Σ'_z) cunoscute;

3) rezultînd dintr-o formulă structurală cu termenii 3 × 2.

Acest caz se reduce la a rezolva o problemă similară celei prezentate la subpunctul *b*,2.

c) *Realizarea unei roți legate.* Indiferent de termenii formulei structurale (3 × 3 sau 3 × 2), realizarea unei roți legate nu prezintă dificultăți. Problema se rezumă la a determina numerele de dinți ai treptei a doua (pentru rapoartele de transmitere ale căror roți nu sînt legate) în condițiile în care suma numerelor de dinți (Σ'_z) este cunoscută, fiind determinată de raportul de transmitere ale cărui roți fixe se leagă:

$$\Sigma'_z = B_k\left(1 + \frac{1}{i'_k}\right).$$

D. *Concluzii*

Pentru ca o rețea structurală să admită soluții reale de legare a roților fixe trebuie ca:

$$\varphi^{(q-1)\,a} > \frac{5\,\varphi^{(q'-1)\,b}}{\varphi^{(q'-1)b} + 4},$$

ceea ce indică:

1. În general, rețelele structurale normale întrețesute (avînd indicii crescători) nu admit soluții reale de legare a mai mult de o roată fixă, deoarece totdeauna $\varphi^{(q-1)a} < \varphi^{(q'-1)\,b}$.

2. La rețelele normale neîntrețesute, la care este respectată condiția de mai sus, există soluții reale de legare a roților fixe, însă uneori domeniul de existență a soluțiilor reale este mult redus sau anihilat de limita impusă sumei numerelor de dinți.

3. Rețelele anormale admit soluții reale de legare a mai multor roți fixe, deoarece $\varphi^{(q'-1)\,b}$ poate fi astfel ales încît să satisfacă inegalitatea de mai sus.

De aceea, uneori este posibil ca, pentru un număr de trepte de turații ce pot fi realizate cu o rețea structurală normală, să rezulte o construcție mai economică folosind o rețea structurală anormală cu roți legate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Mașini-unelte. Bazele teoretice ale proiectării Vol. 1 Cinematica. București, Ed. tehnică, 1969.

[2] *Acerkan, N. S.* Calculul și construcția mașinilor-unelte. București, Ed. tehnică, 1955.

[3] *Diaconescu, I.* ș.a. Mașini-unelte, vol. 1. București, Ed. transporturilor și telecomunicațiilor, 1959.

[4] *Sandu, I. G.* Alegerea rețelei structurale optime la elaborarea cinematicii cutiilor de viteze cu mai mult de două axe. În: Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 4, 1965.

[5] *Moraru, V.* Considerații asupra condiției de comutare a baladorilor folosiți la cutiile de viteze ale mașinilor-unelte. In curs de publicare.

CZ 631.312 : 629.114.2

Studiul unui sistem corect de suspendare a plugurilor purtate și semipurtate la tractoarele agricole pe roți

Ing. Lucian NEGUȚ – I.C.P.M.A. – București

Majoritatea tractoarelor agricole pe roți fabricate în ultimele trei decenii sînt echipate cu sisteme de suspendare a utilajelor agricole formate dintr-un ridicător hidraulic cu trei puncte de legătură, comandat de o instalație hidrostatică de acționare, de cele mai multe ori de tipul cu reglaj de poziție și de forță.

Ne propunem, în cele ce urmează, să demonstrăm cauzele care fac ca aceste sisteme să fie imperfecte — motiv pentru care soluțiile cele mai moderne (JOHN DEERE, INTERNATIONAL etc.) prezintă modificări substanțiale, de principiu și de construcție, față de sistemul clasic menționat — și să descriem totodată un sistem care să se apropie cel mai mult de cerințele de bază pe care ar trebui să le respecte un sistem corect de suspendare.

Obs. A se vedea și revista ,,Construcția de mașini'' nr. 7/1968 și nr. 10/1968.

Precizăm de la început că prin sistem corect de agregare înțelegem acel sistem capabil să asigure următoarele cerințe:

— menținerea constantă a adîncimii de lucru a plugului, atît în terenuri cu microrelief uzual, cît și în terenuri puternic denivelate, în limitele ± 2 cm;

— transferul integral și permanent al componentei verticale a rezistenței la înaintare a plugului, asupra tractorului;

— posibilitatea acționării cu simplu efect a cilindrului de forță al ridicătorului hidraulic și cu pozițiile „Ridicat", „Neutru", „Coborît" și „Flotant" pentru cel puțin două prize hidraulice de acționare;

— deservire simplă și siguranță în exploatare.

Reglajul de poziție și efectul acestuia asupra variației adîncimii de lucru a plugului. După cum este cunoscut, toate sistemele moderne de agregare a plugurilor și a celorlalte utilaje similare la tractoarele agricole pe roți sînt prevăzute cu așa-zisul „reglaj de poziție" prin care este permisă stabilirea, direct de pe tractor, a poziției față de sol a barei de suspensie a utilajului.

Această funcție conferă tractorului două avantaje deosebit de importante și anume:

— se creează posibilitatea reglării direct de pe tractor a adîncimii de lucru a utilajului (plugului), în acest fel fiind eliminate de pe utilaj organele cu această destinație (roți de copiere, patine etc.), ceea ce evident simplifică exploatarea și ieftinește utilajul;

— prin eliminarea organelor de copiere ale utilajului (plugului), acesta devine integral purtat, sprijinindu-se pe tractor în timpul lucrului, ceea ce majorează substanțial încărcarea pe roțile motoare ale acestuia, reducînd patinarea și majorînd productivitatea agregatului.

Pe lîngă avantajele menționate, acest sistem de suspendare atrage după sine și unele dezavantaje, între care esențial este acela al influențării negative asupra variației adîncimii de lucru a plugului, variația care nu trebuie să depășească ± 2 cm.

Într-adevăr, considerînd plugul încastrat pe tractor, întregul agregat va balansa în jurul punctelor de contact ale roților motoare cu solul, făcînd ca atunci cînd roțile din față depășesc o ridicătură de teren plugul să fie apăsat în sol și deci să tindă a-și mări adîncimea de lucru și, invers, cînd roțile din față trec printr-o adîncitură a terenului, plugul să fie ridicat din sol, micșorîndu-și adîncimea de lucru.

În cazul tractorului U—650, denivelările pozitive sau negative mai mari de ± 3 cm vor determina abateri ale adîncimii de lucru pentru un plug purtat cu trei trupițe, mai mari de ± 2 cm, deci inadmisibile.

Un teren agricol obișnuit prezintă în mod frecvent astfel de denivelări, rezultînd așadar că — pentru a păstra adîncimea de lucru în limitele admise (±2 cm), dacă sistemul de suspendare preconizează realizarea acestei condiții prin intervenția instalației hidrostatice de acționare a ridicătorului, așa cum este de exemplu cazul sistemului BOSCH și al tuturor sistemelor asemănătoare — va fi necesară intervenția permanentă a instalației, permițînd scăparea uleiului de sub piston la fiecare adîncitură cu dimensiuni mai mari decît dimensiunile limită (3 cm) și pomparea uleiului sub piston după depășirea adînciturii, pentru readucerea sistemului în poziția normală.

Frecvența intervențiilor pompei hidraulice va fi determinată, de fapt, de timpul necesar efectuării ciclului format de ridicarea și coborîrea plugului cu 4 cm în total, timp care, așa cum se va vedea în continuare, este de circa 0,8 s/ciclu.

Desigur că un astfel de regim de funcționare a instalației hidraulice, cu implicațiile pe care le incumbă și asupra randamentului motorului, este absolut inacceptabil.

În consecință, ca o concluzie la cele de mai sus, se pot afirma următoarele:

— în timpul execuției de arături cu plugul integral-purtat, denivelările terenului care conduc la depășirea limitelor admisibile pentru variația adîncimii de lucru sînt foarte frecvente;

— soluția folosită în prezent de toate sistemele de agregare cunoscute, bazată pe intervenția sistemului hidrostatic de acționare a mecanismului de suspendare, cu consum de energie hidraulică de la pompa instalației, reprezintă o rezolvare nerațională a situației din punct de vedere tehnic și economic, așa cum se va vedea în continuare. Concepția acestor sisteme de agregare nu permite însă o altă soluție de rezolvare a problemei.

„Reglajul de forță" și efectul acestuia asupra variației adîncimii de lucru, randamentului și productivității agregatului. Toate sistemele hidrostatice moderne construite pînă în prezent sînt prevăzute și cu așa-zisul „reglaj de forță," înțelegînd prin aceasta că în acest regim de funcționare adîncimea de lucru a plugului este mai mult sau mai puțin dependentă de forța rezistentă opusă de către acesta, respectiv cu cît rezistența la înaintare a plugului crește, cu atît adîncimea scade și invers, astfel încît forța la cîrlig dezvoltată de tractor să fie menținută în limitele care să nu conducă la o patinare exagerată a roților motoare ale acestuia.

Analizînd diagrama de variație a forței la cîrlig dezvoltate de tractorul U-650 în agregat cu plugul PP3 — 30M (fig. 1), se constată pe de o parte, limitele foarte mari de variaţie a acesteia, iar pe de altă parte, frecvenţa aproape regulată cu care se succed minimele şi maximele, forţa la cîrlig trecînd printr-o maximă şi o minimă la fiecare 10 m, respectiv la fiecare 6 s. Desigur că această particularitate este în primul rînd funcţie de caracteristicile dinamice de lucru ale agregatului, dar întrucît — cel puţin deocamdată — nu se pune problema influenţării ei, să analizăm efectul pe care aceste variaţii ale forţei la cîrlig îl are asupra funcţionării sistemului hidrostatic de agregare, indiferent de tipul acestuia.

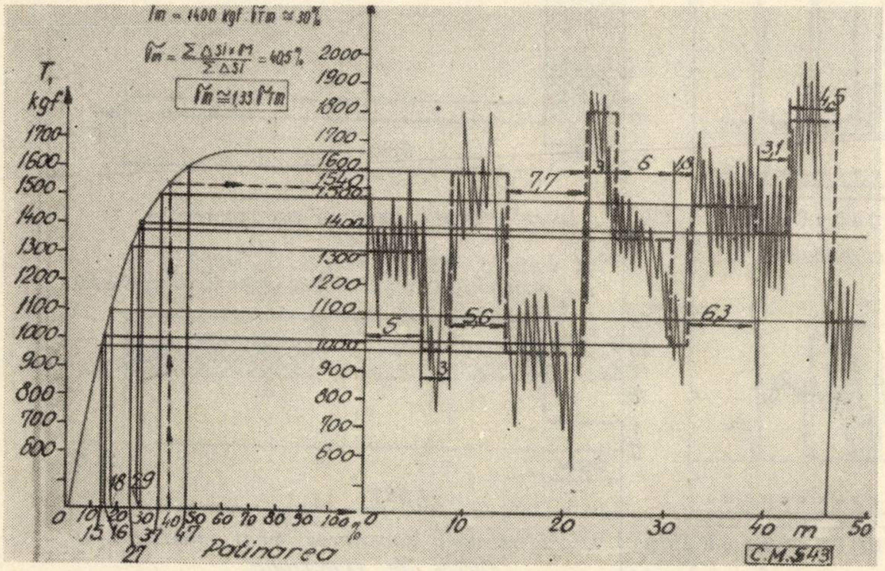


Fig. 1

În primul rînd se observă că deomeniul de variaţie este foarte mare, mergînd de la 900 pînă la 1900 kgf ($T_{med} \cong 1\,400$ kgf), adică variaţia forţei la cîrlig este de ± 33% faţă de valoarea medie.

Deoarece în cazul reglajului de forţă adîncimea de lucru posibilă este direct proporţională cu forţa la cîrlig atunci cînd lăţimea de lucru şi rezistenţa specifică la arat sînt constante, rezultă că şi variaţia adîncimii de lucru va fi cuprinsă între limite de ±33%, ceea ce este inadmisibil din punct de vedere agrotehnic (variaţia maximă admisă pentru adîncimea de lucru este de ± 10%).

Din această cauză, sistemele moderne (JOHN DEERE, INTERNATIONAL) au introdus, în sistemele de suspendare realizate în ultimul timp, aşa-zisul „reglaj de forţă combinat," prin care se limitează de fapt oscilaţiile inadmisibile arătate mai sus.

Pe de altă parte, din figură se observă că, dată fiind caracteristica pe care o prezintă curba patinării funcţie de forţa de tracţiune, maximele acesteia din urmă determină în final o patinare medie a roţilor motoare ale tractorului mai mare decît cea corespunzătoare forţei medii (la $T_{med}=1400$ kgf corespunde o patinare medie de aproximativ 30%, în realitate însă suma patinărilor corespunzătoare valorilor maxime şi minime ale forţei T determină o valoare efectivă a patinării cu 33% mai mare).

De unde concluzia că un sistem corespunzător de suspendare trebuie să tindă pe cît posibil să atenueze variaţiile mari ale forţei de tracţiune, ceea ce are efect pozitiv atît asupra patinării, cît şi asupra randamentului motorului.

Presupunînd că sistemul constructiv realizat menţine oscilaţiile plugului în limitele de variaţie a adîncimii de lucru permise, de ±2 cm, prin intervenţii repetate ale instalaţiei hidrostatice de comandă, este necesar să fie analizat efectul funcţionării sistemului de suspendare în aceste condiţii asupra randamentului tractorului şi asupra productivităţii agregatului.

În figura 2 (*a*, *b*, *c*) este reprezentat efectul pe care o ridicare a plugului cu 4 cm, determinată de intervenţia pompei, şi o coborîre liberă tot de 4 cm, determinată de tendinţa de angajare în sol a plugului, îl are asupra lucrului mecanic consumat de pompă (fig. 2, *a*), asupra lucrului mecanic consumat prin creşterea patinării medii pe ciclu (fig. 2, *b*) şi asupra lucrului mecanic consumat prin creşterea forţei de tracţiune în momentul ridicării forţate (fig. 2, *c*).

În figură sînt justificate în totalitate valorile introduse în calcul, iar pe baza acestuia se ajunge, în final, la concluzia că, datorită funcţionării sistemului de suspendare în regim „cu reglaj de forţă", puterea utilă consumată de la motorul tractorului creşte cu 14% (pentru un număr minim de cicluri) pînă la 43% (pentru numărul maxim posibil de cicluri).

Rezultă aşadar că funcţionarea tractorului într-un astfel de regim este necorespunzătoare şi că rezultatele optime ar trebui să fie obţinute cu acel sistem de suspendare care ar tinde să limiteze patinarea roţilor motoare ale tractorului la o valoare medie corespunzătoare încărcării constante a acestora prin sarcina aferentă dată de greutatea tractorului, cumulată cu sarcina verticală dată de plugul considerat integral purtat, fără intervenţia pompei hidraulice.

După cum s-a arătat însă, în cazul sistemelor de suspendare cunoscute, cuplarea pompei hidraulice este oricum impusă de necesitatea

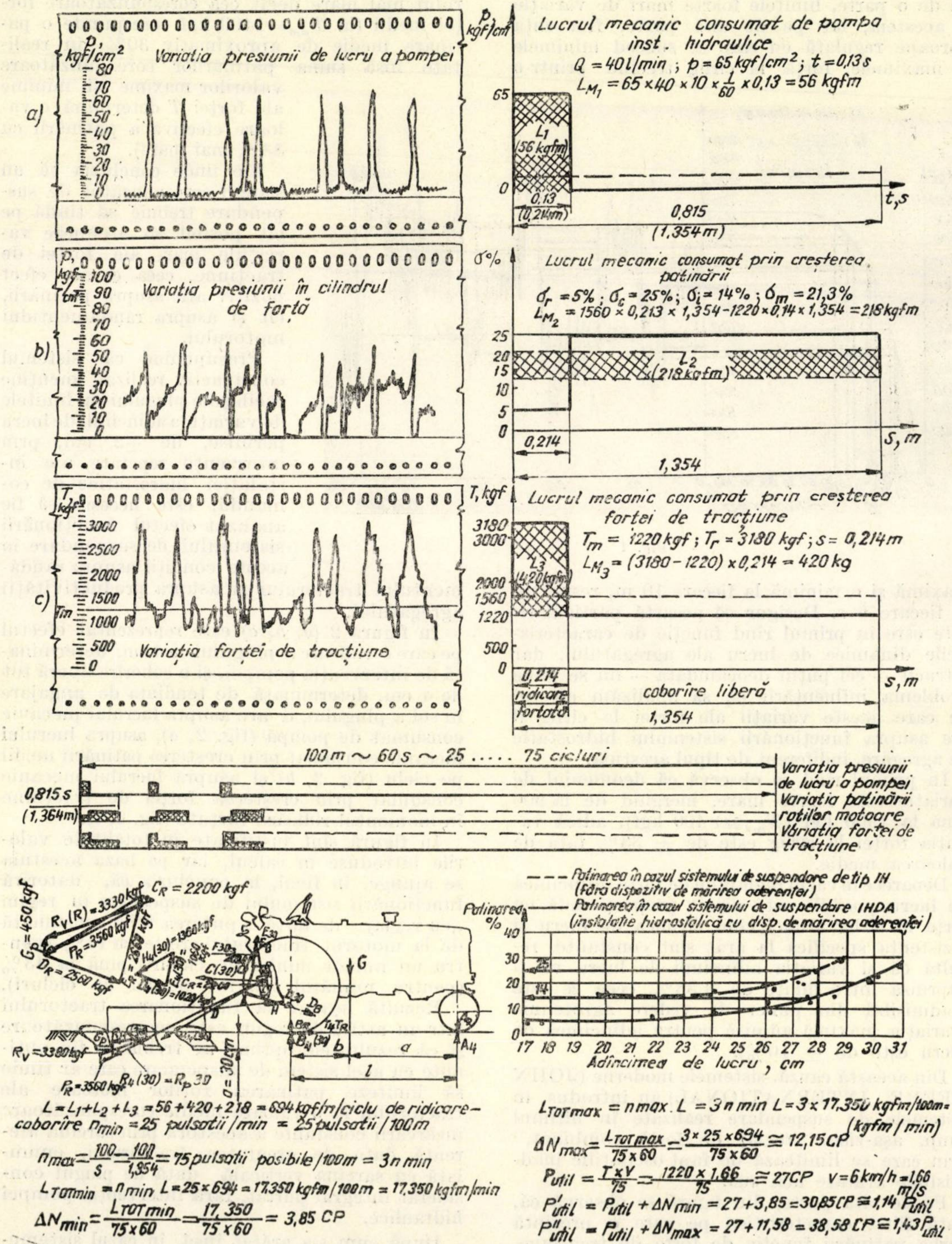

a)
p, kgf/cm²
Variaţia presiunii de lucru a pompei
80
70
60
50
40
30
20
10
0
b)
p, kgf/cm²
Variaţia presiunii în cilindrul de forţă
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
c)
T, kgf
Variaţia forţei de tracţiune
3000
2500
2000
1500
1000
500
0
Tm
p, kgf/cm²
Lucrul mecanic consumat de pompa inst. hidraulice
Q = 40 l/min ; p = 65 kgf/cm² ; t = 0,13 s
L_M1 = 65 × 40 × 10 × 1/60 × 0,13 = 56 kgfm
65
L1 (56 kgfm)
0
0,13 (0,214m)
0,815 (1,354m)
t, s
σ%
Lucrul mecanic consumat prin creşterea patinării
σr = 5% ; σc = 25% ; σi = 14% ; σm = 21,3%
L_M2 = 1560 × 0,213 × 1,354 − 1220 × 0,14 × 1,354 = 218 kgfm
25
20
15
10
5
0
L2 (218 kgfm)
0,214
1,354
s, m
T, kgf
Lucrul mecanic consumat prin creşterea forţei de tracţiune
Tm = 1220 kgf ; Tr = 3180 kgf ; s = 0,214 m
L_M3 = (3180 − 1220) × 0,214 = 420 kg
3180
3000
2000
1560
1220
500
0
L3 (420 kgfm)
0,214 ridicare forţată
coborîre liberă
1,354
s, m
100 m ~ 60 s ~ 25 ..... 75 cicluri
0,815 s (1,364m)
Variaţia presiunii de lucru a pompei
Variaţia patinării roţilor motoare
Variaţia forţei de tracţiune
CR = 2200 kgf
Gp = 450 kgf
RV(R) = 3330 kgf
PR = 3560 kgf
DR = 2560 kgf
2560 kgf
H4(30) = 1360 kgf
E4(30) = 1050 kgf
F30
C(30)
CR = 2200
D4(30) = 1020
D
E30
B
G
E30
DB
H
Bm
T4 TR
B4(30)
b
a
A4
l
a = 30 cm
Gp
RV = 3380 kgf
PR = 3560 kgf
R4(30) = Rp 30
Patinarea %
40
30
20
10
0
25
14
17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31
Adîncimea de lucru , cm
- - - Patinarea în cazul sistemului de suspendare de tip IH (fără dispozitiv de mărirea aderenţei)
—— Patinarea în cazul sistemului de suspendare IHDA (instalaţie hidrostatică cu disp. de mărirea aderenţei)
L = L1 + L2 + L3 = 56 + 420 + 218 = 694 kgf/m/ciclu de ridicare–coborîre nmin = 25 pulsaţii/min = 25 pulsaţii/100 m
nmax = 100/s = 100/1,354 = 75 pulsaţii posibile/100 m = 3 n min
L_TOTmin = nmin L = 25 × 694 = 17,350 kgfm/100 m = 17,350 kgfm/min
ΔNmin = L_TOTmin/(75 × 60) = 17,350/(75 × 60) = 3,85 CP
L_TOTmax = nmax . L = 3 n min L = 3 × 17,350 kgfm/100 m = (kgfm/min)
ΔNmax = L_TOTmax/(75 × 60) = (3 × 25 × 694)/(75 × 60) ≅ 12,15 CP
Putil = (T × V)/75 = (1220 × 1,66)/75 ≅ 27 CP v = 6 km/h = 1,66 m/s
P'util = Putil + ΔNmin = 27 + 3,85 = 30,85 CP ≅ 1,14 Putil
P''util = Putil + ΔNmax = 27 + 11,58 = 38,58 CP ≅ 1,43 Putil
C.M.544

Fig. 2 *a*, *b*, *c*

menţinerii constante a adîncimii de lucru la arat, atunci cînd tractorul copiază denivelările terenului şi tinde să determine oscilaţii pe verticală inadmisibile pentru plug. După cum se vede, dinamica agregatului tractor-plug determină fenomene care impun rezolvări imperfecte în cazul sistemelor de suspendare cunoscute pînă în prezent.

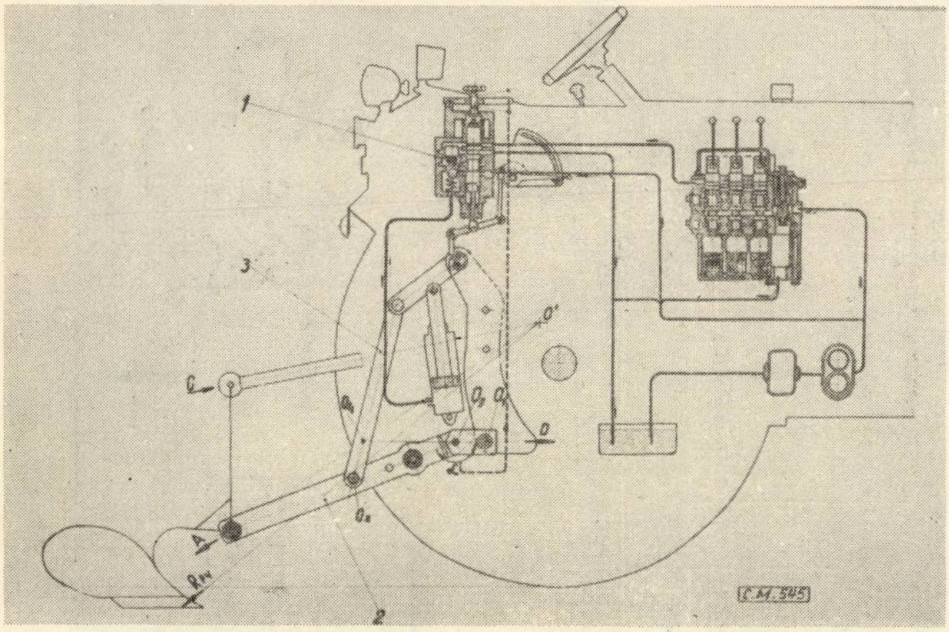


Fig. 3

Sistemul experimental IHDA. O încercare de a rezolva aceste cerinţe contradictorii ale agregatului tractor-plug a fost efectuată de autor şi rezultatele obţinute cu modelul experimental realizat confirmă justeţea analizei prezentate pe scurt mai sus şi a concluziilor acesteia.

O schemă de principiu a sistemului realizat, denumit IHDA (instalaţie hidrostatică cu dispozitiv de aderenţă), este prezentată în figura 3.

După cum se vede din schemă, instalaţia hidrostatică existentă a tractoarelor de 65 CP U—650 a fost completată cu un distribuitor hidraulic cu reglaj de poziţie *1*, care va permite reglarea adîncimii de lucru a utilajelor (plugurilor) purtate sau semipurtate direct de pe tractor, iar construcţia tiranţilor laterali *2* ai ridicătorului a fost modificată, în sensul intercalării articulaţiei O_3 plasată între punctul de legătură al acestora cu tractorul O_1 şi cel de legătură cu întinzătorii *3*, notat O_2.

Din schemă rezultă imediat că, pentru echilibrul forţelor ce acţionează asupra tiranţilor laterali *2*, cele două tronsoane componente vor forma între ele un anumit unghi α, constant atîta timp cît aceste forţe nu se modifică.

Construcţia astfel modificată a tiranţilor laterali a fost destinată să realizeze cerinţele rezultate în studiul de mai sus şi anume :

— să permită oscilaţiile tractorului faţă de plug, fără să fie afectată adîncimea constantă de lucru a acestuia şi, pe cît posibil, fără intervenţia pompei hidraulice în terenuri cu denivelări uzuale ;

— să permită atenuarea variaţiilor exagerate ale forţei de tracţiune ;

— să permită preluarea semnalului pentru copierea denivelărilor mari de teren şi pentru depăşirea porţiunilor de teren care determină creşteri exagerate ale forţei de tracţiune, direct de la forţa de tracţiune, deci chiar de la tiranţii laterali.

În figura 4 este prezentată comportarea sistemului de suspendare realizat în trei cazuri distincte de lucru (fig. 4 *a*, *b*, *c*) şi anume :

— în figura 4 *a*, comportarea tiranţilor laterali ai sistemului în cazul deplasării agregatului pe teren cu denivelări reduse, cînd oscilaţiile mici ale tractorului faţă de plug trebuie permise fără intervenţia instalaţiei hidraulice. Echilibrul forţelor din braţele ridicătorului hidraulic arată că acest lucru este posibil atîta timp cît forţa *I* din întinzători este mai mică decît forţa necesară pentru ridicarea plugului din brazdă în timpul lucrului. Această forţă a fost determinată experimental prin măsurarea presiunii uleiului din cilindrul de forţă, iar valoarea ei maximă este de aproximativ 2300 kgf, în cazul unui plug de 550 kgf greutate, pentru o adîncime de lucru de 30 cm. Analiza grafoanalitică a demonstrat că, în construcţia arătată, tiranţii laterali permit copierea denivelărilor uzuale ale terenului fără intervenţia pompei hidraulice, deoarece, pentru denivelările uzuale, forţa I, generată de oscilaţiile tractorului în întinzători, este mai mică de 2300 kgf. Ca urmare a acestei concluzii a rezultat că este posibilă folosirea tiranţilor laterali articulaţi chiar cu actuala instalaţie hidraulică a tractoarelor româneşti de 65 şi 45 CP, eliminîndu-se roata de adîncime de pe plug, care devine în acest fel integral purtat, şi folosindu-se, pentru reglarea adîncimii de lucru supapa de limitare a cursei cilindrului de forţă al ridicătorului ;

— în figura 4, *b*, comportarea tiranţilor laterali articulaţi în cazul deplasării agregatului pe teren puternic denivelat, caz în care este necesară intervenţia instalaţiei hidraulice, pe baza semnalului preluat de la unghiul α, format

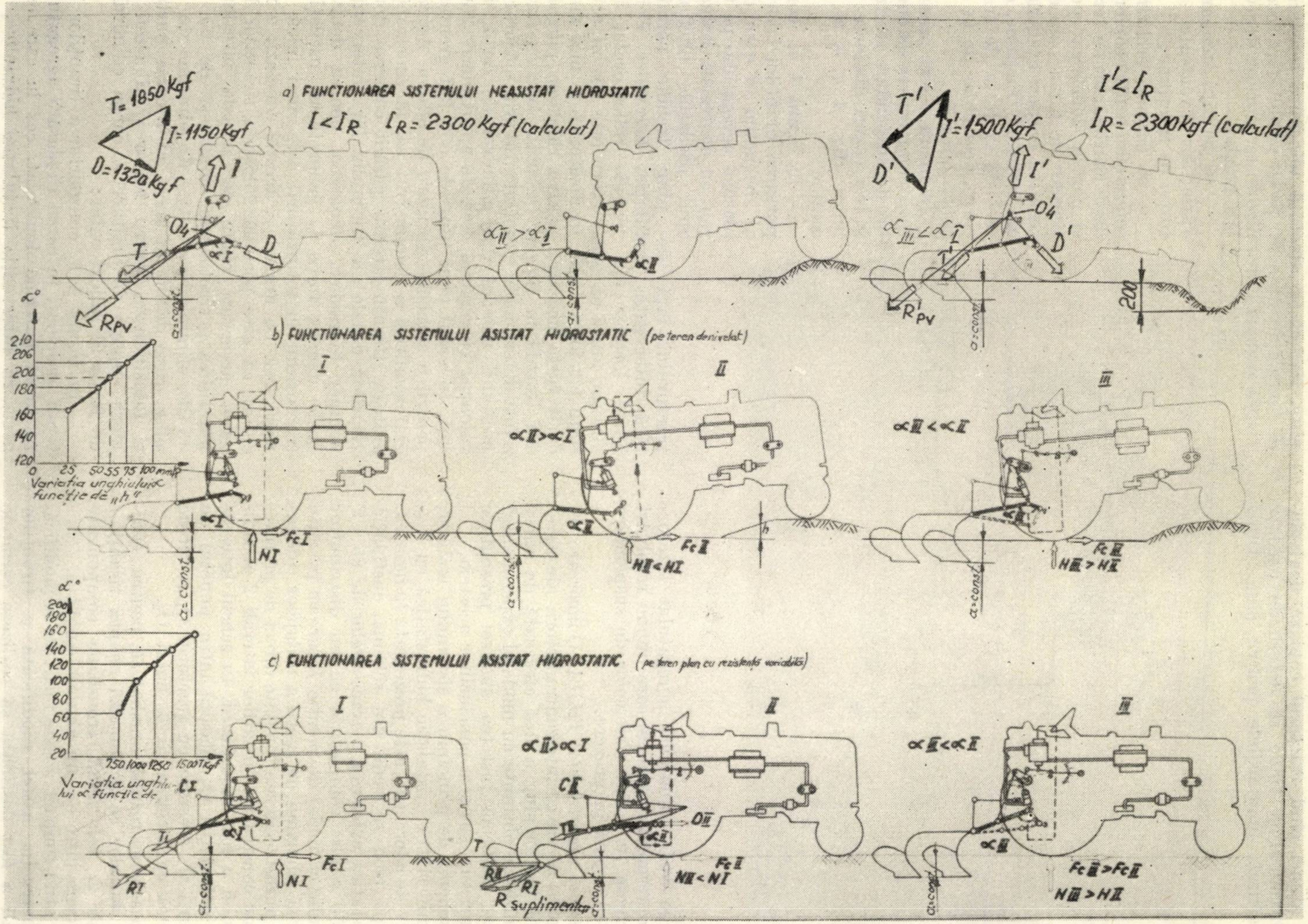

a) FUNCTIONAREA SISTEMULUI NEASISTAT HIDROSTATIC
T= 1850 kgf
I= 1150 kgf
D= 1320 kgf
I < I_R
I_R = 2300 kgf (calculat)
I
O4
T
αI
D
R_PV
a=const.
αII > αI
αII
a=const.
T'
I'= 1500 kgf
D'
I' < I_R
I_R = 2300 kgf (calculat)
I'
O'4
αIII < αI
D'
T'
R'_PV
a=const.
200
α°
210
206
200
180
160
140
120
0
25
50
55
75
100 mm
Variatia unghiului α functie de „h"
b) FUNCTIONAREA SISTEMULUI ASISTAT HIDROSTATIC (pe teren denivelat)
I
II
III
αI
FcI
NI
a=const
αII > αI
αII
FcII
NII < NI
h
a=const
αIII < αII
αIII
FcIII
NIII > NII
a=const
α°
200
180
160
140
120
100
80
60
40
20
750
1000
1250
1500 Tkgf
Variatia unghiului α functie de
c) FUNCTIONAREA SISTEMULUI ASISTAT HIDROSTATIC (pe teren plan cu rezistență variabilă)
I
II
III
CI
TI
αI
FcI
NI
RI
a=const
αII > αI
CII
TII
OII
αII
T
RII
RI
R suplimentar
a=const
FcII
NII < NI
αIII < αII
αIII
FcIII > FcII
NIII > NII
a=const

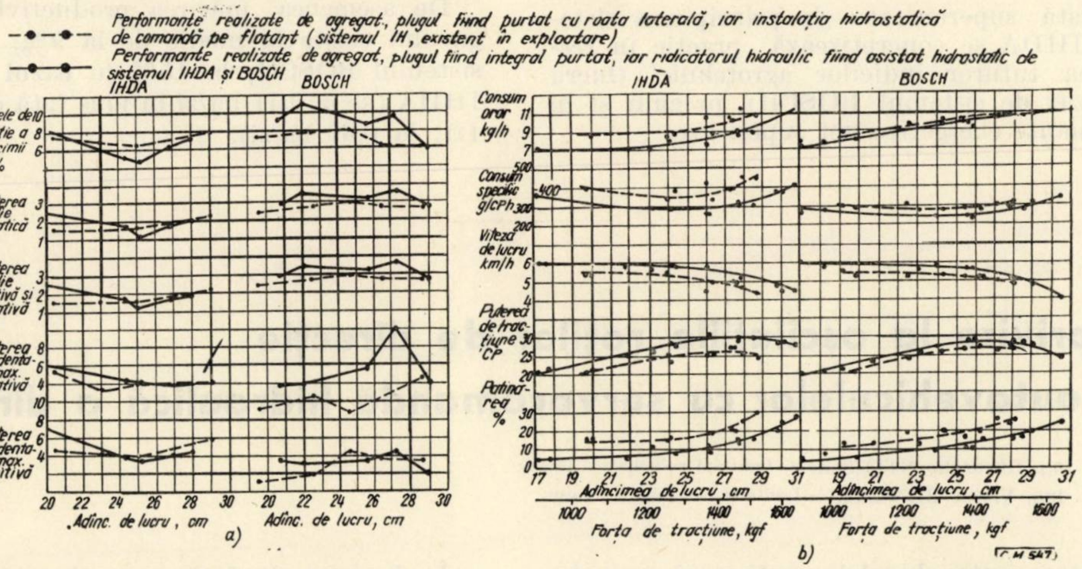
Fig. 4 a, b, c

de cele două tronsoane ale tiranţilor, care, aşa cum se vede din figură, este o funcţie de poziţia tractorului faţă de plug;

– în figura 4, *c*, comportarea tiranţilor laterali articulaţi în cazul deplasării agregatului pe teren plan cu rezistenţa specifică la arat variabilă în limite mari, caz în care este de asemenea necesară intervenţia instalaţiei hidraulice, pe baza semnalului preluat de la variaţia aceluiaşi unghi α al articulaţiei tiranţilor laterali, care este funcţie şi de variaţia forţei de tracţiune T.

Rezultatele experimentale. Rezultatele experimentărilor în teren au confirmat în întregime premisele teoretice de la care s-a pornit pentru construcţia modelului experimental IHDA.

Aceste experimentări au fost efectuate în cursul anului 1969 de către Institutul de cercetări pentru mecanizarea agriculturii şi, pentru a fi concludente, a fost luat ca martor un alt tractor U–650 echipat cu sistemul BOSCH în varianta livrată la export care prezintă funcţiile clasice de reglaj de poziţie şi de forţă, acesta din urmă funcţionînd pe baza semnalelor preluate de la tirantul central.



Comparaţie între indicii calitativi de lucru la arat

Sistemul de aderenţă	Adîncimea de lucru, cm	Indici calitativi de lucru				
		Abaterea accidentală maximă		Abaterea medie pozitivă şi negativă, cm	Abaterea medie pătratică, cm	Indice de variaţie a adîncimii de lucru, %
		pozitivă, cm	negativă, cm			
IHDA	22	5,6	5,2	2,2	2,2	6,8
	24	4,2	4,5	1,7	1,8	5,3
	26	3,8	4,0	1,4	1,4	5,4
	28	4,4	4,0	1,8	1,9	7,1
BOSCH	22	5,0	6,0	2,4	2,4	11,0
	24	5,2	6,8	2,3	2,3	9,6
	26	5,6	8,8	2,3	2,2	8,8
	28	5,2	9,3	2,2	2,2	7,8
Limite admise	22–28	4,4–5,6	4,0–5,0	1,8–2,2	1,8–2,2	max,8

Comparaţie între productivităţile tehnice la arat realizate de tractorul U–650 (viteza a II-a R)

Sistemul de aderenţă montat	Adîncimea arăturii, cm	Productivitatea tehnică			Consum de combustibil		
		Fără sistemul de aderenţă, ha/h	Cu sistemul de aderenţă		fără sistemul de aderenţă, kg/ha	Cu sistemul de aderenţă	
			ha/h	creştere, %		kg/ha	scădere, %
IHDA	20	0,450	0,530	15	18,0	14,0	22
	22	0,455	0,520	14	19,5	15,0	23
	24	0,445	0,510	15	20,0	15,0	22
	26	0,430	0,505	17	22,0	17,0	23
	28	0,415	0,475	14	26,0	20,0	23
Bosch	20	0,475	0,520	9	18,5	16,0	14
	22	0,470	0,515	10	19,5	17,0	13
	24	0,465	0·510	10	21,0	18,0	14
	24	0,455	0·490	8	22,0	19·5	11
	26	0,420	0·455	8	26,0	22,5	13

Fig. 5

Sistemul IHDA a fost superior atît sub aspect agrotehnic (fig. 5, *a*), cît şi energetic (fig. 5, *b*).

Concluzii. Formarea de agregate tractor-plug integral purtat, prin intermediul ridicătoarelor hidraulice cu trei puncte de prindere, reprezintă o soluţie imperfectă din punct de vedere agrotehnic, întrucît conduce la variaţii inadmisibile pentru adîncimea de lucru.

Diminuarea acestei deficienţe prin folosirea instalaţiei hidraulice a tractorului conduce la dezavantajul reducerii randamentului agregatului, deci aceste sisteme de suspendare sînt imperfecte şi sub aspect energetic.

O soluţie prin care devine posibilă formarea de agregate tractor-plug integral purtat, cu eliminarea dezavantajelor de mai sus, poate fi reprezentată de sistemul IHDA care asigură suspendarea corectă a plugului pe tractor permițînd oscilațiile acestuia în lucru și menținerea constantă a adîncimii de lucru, permițînd de asemenea atenuarea variațiilor mari ale forței de tracțiune, fără consum de energie hidraulică.

Această superioritate de principiu a sistemului IHDA se concretizează practic în respectarea tuturor indicilor agrotehnici (lucru nerealizat de sistemul BOSCH), precum și în performanțe energetice net superioare.

Astfel, luînd ca bază sistemul IH, dacă sistemul BOSCH reduce consumul de combustibil în medie cu 2,44 l/ha, sistemul IHDA majorează această reducere de combustibil la dublu (4,9 l/ha).

De asemenea, mărirea productivității agregatului crește în medie de la 9%, cît este la sistemul BOSCH, la 15% în cazul sistemului IHDA (de la 0,41 ha/zi în plus față de sistemul IH, la 0,67 ha/zi).

CZ 629.113-522-526

Cu privire la oscilațiile roților de direcție ale autovehiculelor cu servocomandă hidraulică a direcției

Prof. dr. ing. Gheorghe NIȚESCU – Institutul politehnic – Brașov
Conf. dr. ing. Victor BENCHE – Institutul politehnic – Brașov

Mișcarea autovehiculelor rutiere și mai ales a tractoarelor și mașinilor agricole autodeplasabile pe drumuri puțin amenajate și pe terenuri agricole este însoțită de o vibrație tranzitorie, avînd mai multe componente cu frecvențe diferite, combinate într-un spectru neregulat.

Cele mai multe șocuri și vibrații produse de sursele exterioare se datoresc neregularităților drumurilor; în analiza surselor interioare de vibrație se include motorul, mecanismul de antrenare (transmisie, ambreiaj, direcție) și ansamblurile pneu-roată.

Studiile consacrate stabilirii influenței amplificatorului hidraulic al direcției asupra stabilității roților de direcție [3], [7], [9] sînt deocamdată insuficiente. Sistemul hidrostatic al servodirecției, supus acțiunilor perturbatoare externe (transmise de la roțile de direcție, ca și de la volan—bruscări ale acestuia—) și interne (de exemplu, pulsații de debit și presiune ale lichidului livrat de pompă), în anumite condiții defavorabile poate da naștere unor procese oscilante, ca răspunsuri tranzitorii la excitațiile semnalate mai sus. Aceste oscilații tranzitorii scad rapid dacă servodirecția are o amortizare foarte puternică. În anumite condiții însă, care se cer analizate și evidențiate în mod special, durata regimului tranzitoriu poate fi exagerat de mare iar, în cazul extrem, oscilațiile pot deveni întreținute, permanente.

Stabilitatea roților de direcție este direct condiționată de stabilitatea sistemului hidrostatic al servodirecției. Roțile de direcție nu mai pot fi privite în mod izolat, independente de natura proceselor tranzitorii ce au loc în sistemul hidrostatic.

În lucrarea de față se susține ideea că *stabilitatea sistemului hidrostatic al servodirecției este o condiție necesară* (nu și suficientă) *de stabilitate a roților de direcție*. Se evidențiază condițiile de stabilitate (sub formă de criterii) pe baza unor ecuații dinamice ale mișcării, valabile pentru întreg ansamblul mecanism hidraulic — sistem de transmitere al direcției — roți de direcție.

Servodirecția hidromecanică studiată este structurată ca în figura 1, *a* și prezintă o schemă constructivă ca în figura 1, *b*, cu motor hidrostatic rectiliniu (cilindru de lucru), distribuitor cu sertar și legătură de reacție mecanică.

În cazul regimului autooscilant al sistemului hidrostatic al servodirecției hidromecanice, vibrația autoexcitată se transmite, prin mecanismul executor hidraulic și sistemul mecanic de transmitere al direcției, pivoților și fuzetelor, provocînd oscilația unghiulară a roților de direcție în jurul unei axe verticale. Axa se poate înclina cu un unghi Φ (fig. 2), din cauza elasticității verticale a pneurilor; ea poate căpăta și o deplasare laterală în raport cu caroseria (șasiul), din cauza deformării laterale a arcurilor principale sau a pneurilor. O deplasare în direcția X face să apară o forță elastică în arcuri, care tinde să readucă axa în poziția sa inițială. O parte din această forță produce mișcarea accelerată a axei pe direcția X, iar o parte se consumă pentru învingerea frecării laterale a pneurilor de drum. Forța de frecare dă naștere unui cuplu conținut în planul figurii 2, *a*, care tinde să mențină mișcarea alternativă laterală descrisă de unghiul Φ. Mișcarea descrisă de unghiul Φ este cuplată cu unghiul de shimmy ψ prin acțiunea giroscopică a roților ce se învîrtesc.

Fiecare dintre aceste trei moduri de vibrație (X, Φ și ψ) este cuplat cu celelalte două; suprapunerea lor face ca roțile din față să urmeze un traseu sinuos și, în același timp, să capete o mișcare neregulată (fulare) după direcțiile coordonatelor Φ și ψ.

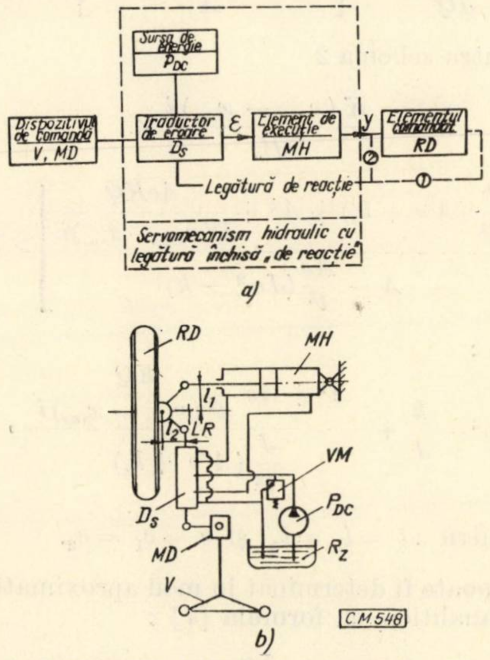


Fig. 1. Servodirecția hidromecanică cu legătură închisă „de reacție'' între elemente

(V – volan; MD – mecanism de direcție; RD – roată de direcție; R_z rezervor; P_{DC} – pompa cu debit constant; VM – valvă maximală; D_S – distribuitor cu sertar; MH – motor hidrostatic; LR – legătură de reacție)

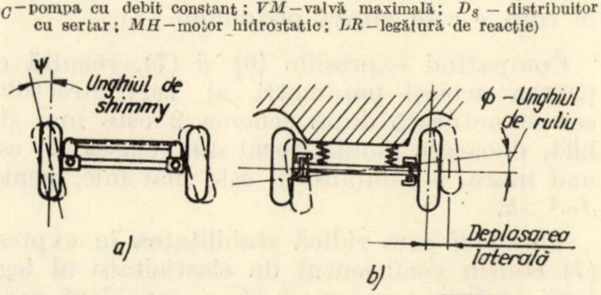


Fig. 2. Relativ la explicarea mecanismului apariției shimmy-ului roților de direcție.

În literatura de specialitate, shimmy-ul roților de direcție este prezentat ca o mișcare autoexcitată, întreținută de către energia cinetică de înaintare a autovehiculului. În condițiile comenzii hidraulice a direcției este posibilă apariția oscilațiilor unghiulare ale roților de direcție, ca mișcări întreținute de către energia sistemului hidrostatic (care le face posibile chiar în cazurile cînd autovehiculul se deplasează cu viteză redusă sau staționează cu motorul în funcțiune).

Cercetări recente [3, 7, 12] au demonstrat că apariția oscilaților roților de direcție provocate de amplificatorul hidraulic este mai probabilă în cazul în care autovehiculul este nemișcat. Această concluzie se poate trage și pe baza diagramelor funcționale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice de direcție [10, 11, 12]; la examinarea lor se observă că, mai ales pentru distribuitorul cu sertar cu acoperire negativă, o dată cu creșterea sarcinii (parametrul adimensional π_F), zona de insensibilitate crește $\left(\pi_{x\pi_{Q=0}}\Big|_{\pi_F}\right)$ iar factorul de amplificare al vitezei mecanismului executor $\left(\left.\frac{\partial\pi_Q}{\partial\pi_x}\right|_{\pi_F}\right)$ scade.

Servomecanismul hidraulic prezintă valorile cele mai ridicate ale sensibilității și factorului de amplificare la mersul în gol sau la încărcări reduse și, în consecință, în aceste situații, are o stabilitate mai coborîtă. Prin urmare, condițiile absenței autooscilațiilor în servodirecție, în cazul autovehiculului nemișcat, asigură cu atît mai mult stabilitatea în timpul deplasării acestuia. Această concluzie facilitează încercările experimentale legate de studiul stabilității servodirecțiilor, permițînd desfășurarea lor pe autovehicule ce se deplasează cu viteză redusă și virări dese (sau chiar staționează), și în condiții de laborator unde pot fi reproduse (simulate) rezistențele și sarcinile inerțiale care apar în timpul virărilor.

Din punctul de vedere al stabilității la autooscilații, au fost examinate două scheme structurale principiale ale servodirecțiilor cu legătură de reacție (fig. 1, *a*), legătura inversă (de urmărire), incluzînd în ea sarcina (schema 1) sau excluzînd-o (schema 2).

Premise :

— în limitele oscilațiilor roților de direcție (1°...2°), momentul stabilizator care apare datorită unghiului de stabilizare al pivoților este practic neglijabil;

— jocurile din diversele îmbinări (articulații) sînt nule;

— legătura, prin mecanismul trapez, dintre roțile de direcție este absolut rigidă.

Simboluri și notații :

x, y — coordonata deplasării sertarului distribuitorului și, respectiv a pistonului cilindrului de lucru;

A — suprafața utilă (de lucru) a pistonului;

l — brațul forței motoare a cilindrului de lucru în raport cu axa pivotului roții (l_1 — în cazul unei amplasări ca în fig. 1, *b*; l_2 — în cazul amplasării coaxiale cu distribuitorul);

i — raportul de transmitere al legăturii de reacție;

$\dot{y}$ — viteza pistonului;

$\Delta\dot{V}$ — variația capacității sistemului hidrostatic sub presiune (se consideră elasticitatea conductelor, cilindrului de lucru și compresibilitatea lichidului);

p,$\dot{p}$ — presiunea și variația presiunii în sistem;

θ — unghiul de pivotare al roților de direcție;

K — coeficientul rezistenței la virare (el consideră căderea totală de presiune din sistemul hidrostatic Δ_p, provocată de sarcină și de pierderile prin frecare);

k — coeficientul rigidităţii unghiulare a pneurilor;
k_s — elasticitatea echivalentă a sistemului hidrostatic;
J — momentul de inerţie al roţii de direcţie în raport cu axa pivotului;
$F_c = k_d x + pf$ — forţa necesară pentru cuplarea distribuitorului, egală cu suma forţelor de centrare (k_d — rigiditatea arcurilor de centrare) şi de reacţie hidraulică (f — suprafaţa reactivă a sertăraşului).

Caracteristica de viteză a servomecanismului hidraulic la sarcină nulă (înainte de începerea virării roţilor de direcţie, în momentul cuplării distribuitorului, prin comanda de la volan) [10, 12] este:

$$q = f\,(x), \tag{1}$$

în care q este debitul lichidului care trece din distribuitor în camera de lucru a cilindrului de forţă. Pentru deschiderea totală a ferestrei de trecere din corpul (bucşa) distribuitorului cu sertar: $x = x_{max}$, $q = Q$ (debitul pompei de alimentare).

Relaţia (1) este o funcţie neliniară cu zona de insensibilitate $2\,x_{ins} = 2\,x|_{q=0}$ (considerînd virarea în ambele sensuri ale roţilor de direcţie) şi valoarea maximă $Q|_{x=x_{max}}$.

Mişcarea servodirecţiei în timpul virării poate fi descrisă printr-un sistem de ecuaţii în care intră relaţia (1), ecuaţia servomotorului:

$$\dot{y}A = q - \Delta\dot{V} = q - k_s\dot{p}\,, \tag{2}$$

ecuaţia roţilor de direcţie:

$$pAl_1 + \frac{F_c}{i}\,l_2 = J\ddot{\theta} + K\dot{\theta} + k\theta \tag{3}$$

şi ecuaţiile legăturilor roţilor, corespunzător cu servomotorul şi dispozitivul de distribuţie (fig. 1, a):

— pentru schema structurală 1

$$y = l_1\,\theta + pAc_1\,; \tag{4}$$

$$-\,xi = l_2\theta + \frac{pf + k_d x}{i}\,c_2\,; \tag{5}$$

— pentru schema structurală 2

$$-\,xi = y\,; \tag{4'}$$

$$y = l_2\theta + pAc_2 + \frac{pf + k_d x}{i}\,c_2\,, \tag{5'}$$

unde c_1, c_2 sînt coeficienţii elasticităţii legăturilor corespunzătoare.

Rezolvarea sistemului de ecuaţii (1)...(5) conduce la determinarea deplasării relative a sertarului distribuitorului x ca funcţie de timp.

Prin liniarizarea armonică a relaţiei (1) şi pe baza analizei rădăcinilor ecuaţiei caracteristice de ordinul trei, se obţine următoarea condiţie de stabilitate a servodirecţiei hidromecanice:

pentru schema 1

$$\frac{K\,(x_{max} - x_{ins})\,i}{JQ}\left[\frac{\dfrac{k}{l^2}\,(A^2c + k_s) + A^2}{A}\right] > 1\,; \tag{6}$$

pentru schema 2

$$\frac{K\,(x_{max} - x_{ins})\,i}{JQ} \times$$

$$\times \left[\frac{\dfrac{k}{l^2}\,(A^2c + k_s) + A^2 + \dfrac{AcKQ}{l^2(x_{max} - x_{ins})i}}{A - \dfrac{Ac}{l^2}\,(J\omega^2 - k)}\right] > 1, \tag{7}$$

unde:

$$\omega^2 = \frac{k}{J} + \frac{A^2 + Ac\,\dfrac{KQ}{l^2\,(x_{max} - x_{ins})\,i}}{\dfrac{J}{l^2}\,(A^2c + k_s)}\,, \tag{8}$$

pentru: $l = l_1 = l_2$ şi $c = c_1 = c_2$.

K poate fi determinat în mod aproximativ, pe cale analitică, cu formula [7]:

$$K = \frac{\Delta p}{v}\,Al^2, \tag{9}$$

în care v este viteza pistonului [7].

Comparînd expresiile (6) şi (7), rezultă că, pentru aceiaşi parametri ai servodirecţiilor, cea structurată după schema 2 este mai stabilă, deoarece numărătorul din relaţia (7) este mai mare, iar numitorul este mai mic, pentru $J\omega^2 > k$.

Termenii care ridică stabilitatea în expresia (7) conţin coeficientul de elasticitate al legăturii c. Prin urmare, dacă se consideră $c = 0$ în expresiile (6) şi (7), se obţine aceeaşi condiţie a stabilităţii servodirecţiei, indiferent de amplasarea relativă a cilindrului de lucru şi dispozitivul de comandă (distribuitorul).

Explicaţia influenţei pe care o are elasticitatea c asupra stabilităţii servodirecţiei este următoarea: într-o structură ca în schema 1, sarcina (roţile de direcţie), reprezentînd un element oscilant, este legată rigid cu dispozitivul de comandă-distribuţie şi acţionează nemijlocit asupra lui; la servodirecţia structurată după schema 2, între sarcină şi dispozitivul de comandă-distribuţie apare elasticitatea c, din cauza căreia deplasarea relativă a sertarului şi corpului distribuitorului este mai mică (evident se ţine seamă de raportul de transmitere i) decît deplasarea corespunzătoare a sarcinii, deci posibilitatea întreţinerii oscilaţiilor sarcinii de către amplificatorul hidraulic este mai mică.

Cu toată rezerva care trebuie păstrată în ceea ce priveşte rezultatele unor calcule bazate pe relaţiile simplificatoare (2)... (9), ele oferă posibilitatea evidenţierii mijloacelor pentru evitarea apariţiei autooscilaţiilor roţilor, prin ridicarea stabilităţii sistemului de direcţie :

1. modificarea caracteristicii statice a servomecanismului hidraulic de direcţie (determinată în cea mai mare măsură de tipul constructiv al distribuitorului cu sertar [10, 11, 12]) ;

2. creşterea coeficientului K (se studiază în mod corespunzător relaţia de definiţie (9) ; se acţionează în mod favorabil asupra factorilor A, l, v) ;

3. pentru servodirecţia structurată după schema 2, se remarcă încă un mijloc eficace pentru ridicarea rezervei de stabilitate : micşorarea elasticităţii volumice a sistemului hidrostatic (micşorarea lui k_s). Influenţa coeficientului k_s asupra stabilităţii sistemului poate fi evidenţiată prin rezolvarea sistemului de ecuaţii (7)—(8).

Verificarea experimentală a criteriilor de stabilitate s-a făcut pe un stand destinat studiului servodirecţiei tractorului U—650 [13].

Schema de principiu a instalaţiei experimentale este prezentată în figura 3. S-a notat cu :

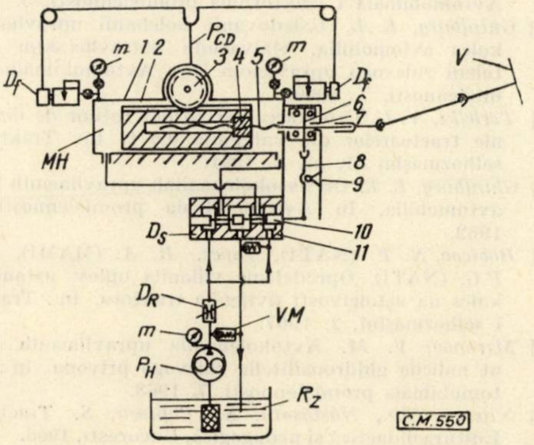


Fig. 3. Schema de principiu a instalaţiei experimentale pentru studiul stabilităţii servodirecţiei.

R_z — rezervorul de ulei ; P_H — pompă cu roţi dinţate ; VM — valvă maximală ; D_R — drosel variabil ; D_s — distribuitor cu sertar ; MH — motor hidrostatic ; D_f — indicator dinamometric de presiune cu înregistrator ; m — manometru.

Motorul hidrostatic este format din cilindrul *1* şi pistonul cremalieră *2*. Cremaliera pistonului angrenează cu roata dinţată *3*. Pe axul roţii dinţate *3* este montată pîrghia centrală de direcţie P_{CD}, care prin intermediul barelor de direcţie acţionează asupra fuzetelor roţilor de direcţie.

Între volanul V şi pistonul-cremalieră *2* există o legătură mecanică formată din transmisii cardanice. Axul filetat *5* se înşurubează în piuliţa *4* fixată de piston. La rotirea volanului, prin înşurubarea sau deşurubarea axului filetat *5* în piuliţa *4*, se realizează deplasarea într-un sens sau altul a pistonului — cremalieră, comandînd virarea roţilor de direcţie într-un sens sau altul.

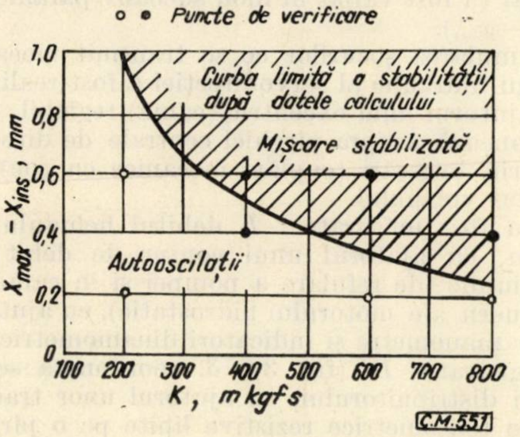


Fig. 4. Diagrama de stabilitate a servodirecţiei experimentale.

Dirijarea uleiului în motorul hidrostatic este realizată de distribuitorul D_s. Comanda sertarului *10* se face de la volanul V prin intermediul axului filetat *5* şi al pîrghiei *8*, articulată în punctul *9*. Pe axul *5* este montat discul *6* fixat între doi rulmenţi axiali din caseta *7*. Axul *5* împreună cu caseta 7 se pot deplasa într-un sens sau altul cu 1,5—2 mm.

În figura 4 este reprezentată diagrama de stabilitate a servodirecţiei experimentale, construită în coordonate (K, $x_{max} - x_{ins}$). Curba reprezintă graniţa stabilităţii şi a fost obţinută prin calcule bazate pe relaţiile (7) — (9), cu următoarele date :

$$A = 63{,}7\ \text{cm}^2,\quad l = 25\ \text{cm},\quad V = 5\ \text{cm/s},$$

$$\Delta_p = 0 \div 5\ \text{kgf/cm}^2,\quad k = 6100\ \text{kgf.m/rad},$$

$$c = (0{,}4 \div 0{,}5).10^{-3}\ \text{cm/kgf},\quad k_s = 0{,}2 \div 0{,}3$$

$$\text{cm}^5/\text{kgf},\quad J = 5{,}65 \div 6{,}68\ \text{kgf.m.s}^2.$$

Punctele de pe diagramă reprezintă valorile corespunzătoare ale coordonatelor, pentru care au fost făcute verificări experimentale.

Variaţia parametrului K a fost obţinută prin variaţia căderii de presiune Δp, printr-o încărcare corespunzătoare a motorului hidrostatic cu dispozitive mecanice (cu greutăţi, cu frînă ş.a.) de simulare a sarcinii exterioare (momentul rezistent la virarea roţilor) [13].

Caracteristica cuplării amplificatorului hidraulic al servocomenzii direcţiei a fost modificată prin executarea unor şanfrene speciale la ferestrele de trecere ale distribuitorului cu sertar (a fost variat în mod succesiv parametrul $x_{max} - x_{ins}$).

Simularea şocurilor ce se transmit mecanismului hidraulic al servodirecţiei a fost realizată cu ajutorul unui excentric (camă) reglabil, care acţionează asupra pîrghiei centrale de direcţie, şi prin bruscări (cuplări mecanice cu şoc) ale axului volanului.

Au fost măsurate : *1.* debitul lichidului de lucru, cu ajutorul unui contor de debit; *2.* presiunile (de refulare a pompei şi în camerele de lucru ale motorului hidrostatic), cu ajutorul unor manometre şi indicatori dinamometrici cu înregistrator D^f (fig. 3) ; *3.* coordonata sertarului distribuitorului, cu ajutorul unor traductoare tensometrice rezistive lipite pe o pîrghie de măsurare (lamelă elastică), avînd un capăt fix iar celălalt solidar cu axul de comandă *5* şi caseta *7* (fig. 3), introduse într-un circuit de măsurare punte tensometrică-amplificator-osciloscop.

Stabilitatea servodirecţiei a fost verificată cu ajutorul unui captor seismic de vibraţii (vibrometru portabil tip Westinghouse) şi prin studiul oscilogramelor : presiunii lichidului în camerele de lucru şi deplasării sertarului distribuitorului. Autooscilaţiile au fost controlate la tija pistonului motorului hidrostatic şi la pîrghia centrală de direcţie.

Pentru ordonata de 0,2 mm (diagrama din fig. 4) au fost sesizate autooscilaţii pentru toate valorile parametrului $200 \leqslant K \leqslant 800$ m.kgf.s, corespunzător pentru $2 \leqslant \Delta p \leqslant 5$ kgf/cm². Ele au fost sesizate şi pentru $K = 200$ m.kgf.s, $x_{max} - x_{ins} = 0,6$ mm şi $K = 400$ m.kgf.s, $x_{max} - x_{ins} = 0,4$ mm.

Nu s-au mai perceput oscilaţii întreţinute pentru valorile coordonatelor din diagrama de stabilitate care au situate punctele de verificare deasupra curbei limită a stabilităţii, trasată după datele de calcul.

Verificări preliminarii, în cadrul unui program experimental mai vast, au arătat că condiţiile absenţei autooscilaţiilor provocate de amplificatorul hidraulic al direcţiei, în cazul tractorului nemişcat sînt satisfăcătoare pentru a asigura stabilitatea în timpul mişcării. Nu a fost studiat cazul apariţiei shimmy-ului ca o vibraţie autoexcitată, întreţinută de energia cinetică de înaintare şi de către dezechilibrarea roţilor.

Concluzii. Înţelegerea corectă a mecanismului de apariţie a oscilaţiilor roţilor de direcţie, provocate de amplificatorul hidraulic al direcţiei, conduce la concluzia că *criteriul de stabilitate al servodirecţiei* (considerată ca o transmisie hidraulică de urmărire după o coordonată, incluzînd în ea ansamblul nesuspendat pneuroată-fuzetă) *este o condiţie necesară de stabilitate a roţilor de direcţie.*

Studiul analitic a condus la elaborarea unei diagrame de stabilitate în planul unor parametri constructivi ai sistemului, care evidenţiază unele măsuri eficace ce elimină domeniile instabile, autooscilante.

Rezolvarea, în ultimă instanţă şi cu mare precizie a unui caz particular, concret, devine o problemă experimentală. Precizia rezultatelor obţinute prin utilizarea relaţiilor analitice depinde mai ales de precizia de estimare a unor coeficienţi corectivi, experimentali, care conduc la valorile efective ale mărimilor considerate. Criteriile analitice (6) şi (7), puse sub forma unor inegalităţi, asigură însă preponderenţa acelor factori care contribuie la stabilitatea servodirecţiei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kolesnikov, K. S.* Avtokolebaniia upravliaemîh koles avtomobilia. Gosnaucitehizdat, 1955.

[2] *Tihonov, A. A.* (NAMI). Issledovanie vertikalnîh kolebanii koles avtomobilia v dorojnîh usloviah. In : Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennosti, 5, 1957.

[3] *Ghinţburg, L. L.* Issledovanie kolebanii upravliaemîh koles avtomobilia, vîzîvaemîh hidravliceskim usilitelem rulevogo upravleniia. In : Avtomobilnaia promîşlennosti, 7, 1960.

[4] *Terleţki, V. G.* Cercetarea oscilaţiilor roţilor de direcţie ale tractoarelor din categoria 0,6 t. In : Traktorî i selhozmaşinî 31, nr. 8, 1961.

[5] *Ghinţburg, L. L.* Ob avtokolebaniiah upravliaemîh koles avtomobilia. In Avtomobilnaia promîşlennosti, 7, 1962.

[6] *Bobicov, N. F.* (NATI), *Teper, R. A.* (MAMI), *Gula F.G.* (NATI). Opredelenie vliianiia uglov ustanovki, koles na ustoicivosti dvijeniia traktora. In : Traktorî i selhozmaşinî, 2, 1967.

[7] *Mironov, V. M.* Avtokolebaniia upravliaemîh koles ot naliciia ghidrousilitelia rulevogo privoda. In : Avtomobilnaia promîşlennosti, 7, 1968.

[8] *Niţescu, Ghe., Năstăsoiu, S., Popescu, S.* Tractoare. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968.

[9] *Kabanov, V I., Lefarov, A. H.* Issledovaniia poperecinîh kolebanii upravliaemîh koles traktora. In : Traktorî i selhozmaşinî, 5, 1969.

[10] *Benche, V.* Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice. In : Construcţia de maşini, 3, 1969.

[11] *Benche, V.* Contribuţii la sinteza servomecanismelor hidraulice. In : Construcţia de maşini, 11, 1969.

[12] *Benche, V.* Contribuţii la analiza şi sinteza servomecanismelor hidraulice de direcţie cu motor hidrostatic rectiliniu şi distribuitor cu sertar. Teza pentru obţinerea titlului de doctor inginer. Braşov, 1969.

[13] *Benche, V.* Stand pentru studiul experimental al servomecanismelor hidraulice de direcţie ale tractoarelor şi maşinilor agricole autodeplasabile. In : Mecanizarea şi electrificarea agriculturii, 8, 1969.

CZ. 629.114.4–752

Oscilaţiile neliniare verticale ale autovehiculelor grele

Prof. dr. ing. Virgil OLARIU — Institutul politehnic–Braşov

Cercetările de optimizare a transportului auto s-au orientat spre obţinerea unei rigidităţi variabile a suspensiei, mai ales în cazul autovehiculelor grele. Prin combinarea arcurilor în foi cu elemente elastice din cauciuc sau cu elemente pneumatice, respectiv oleo-pneumatice, se pot obţine caracteristici elastice neliniare de forme impuse (parabolice, exponenţiale, polinomiale).

În lucrare se prezintă metodele analitice adecvate pentru rezolvarea ecuaţiilor diferenţiale neliniare de mişcare ale suspensiei progresive, precum şi măsurările tensometrice, efectuate pentru verificarea pulsaţiilor şi amplitudinilor oscilaţiilor neliniare verticale ale unei suspensii progresive (cu rigiditate variabilă).

1. *Metode analitice pentru studiul oscilaţiilor neliniare verticale*

Oscilaţiile neliniare verticale libere ale masei suspendate (fig. 1) sînt descrise de ecuaţia diferenţială :

$$m\ddot{x} = P\ (x), \tag{1}$$

unde :

m — este masa suspendată ;
x — deviaţia masei de la poziţia de echilibru static ;
$P\ (x)$ — forţa elastică neliniară de răspuns a suspensiei.

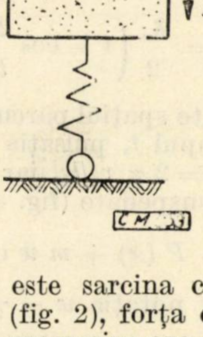


Fig. 1

Dacă $P\ (x_s)$ este sarcina corespunzătoare săgeţii statice x_s (fig. 2), forţa elastică de răspuns a suspensiei progresive are expresia :

$$P(x) = -\ [P\ (x_s + x) - P\ (x_s)],$$

care, după dezvoltarea funcţiei $P\ (x_s + x)$ în seria Taylor, devine :

$$P\ (x) = -\ K_0(x + C_2\,x^2 + ... + C_n\,x^n), \tag{2}$$

unde :

$$K_0 = P'\ (x_s)\,;\ C_2 = \frac{P''\ (x_s)}{2\,!P'(x_s)},\ ...\ ,C_n = \\ = \frac{P^{(r)}\ (x_s)}{n\,!\ P'\ (x_s)}. \tag{3}$$

Prin urmare, pentru suspensia progresivă forţa elastică de răspuns are formă polinomială, conţinînd şi termeni cu puteri pare, atît în cazul caracteristicilor elastice neliniare exprimate prin funcţii pare, cît şi în cazul caracteristicilor elastice neliniare exprimate prin funcţii impare.

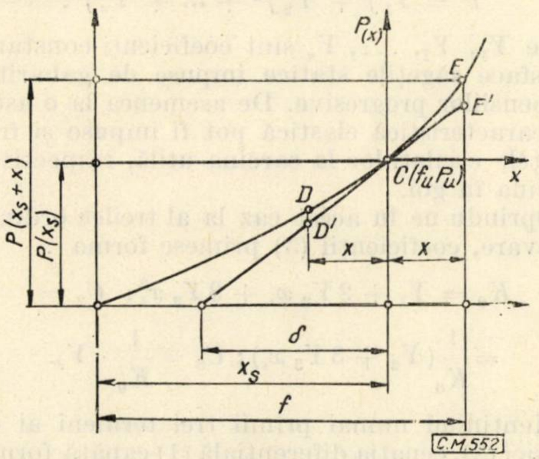


Fig. 2

a) Pentru o caracteristică elastică parabolică de forma :

$$P = k^2(1 + \mu^2\,f^2)\,f,$$

unde k^2 şi μ^2 sînt coeficienţi constanţi, iar f este săgeata suspensiei corespunzătoare sarcinii P, coeficienţii (3) devin :

$$K_0 = k^2\,(1 + 3\,\mu^2\,x_s^2)\,;\ C_2 = \frac{3\mu^2\,x_s}{1 + 3\mu^2\,x^2};\ C_3 = \\ = \frac{\mu^2}{1 + 3\,\mu\,^2 x_s^2}. \tag{4}$$

O astfel de caracteristică elastică, avînd subtangenta variabilă, conduce la o variaţie a frecvenţei oscilaţiilor o dată cu modificarea masei suspendate.

b) Caracteristica elastică exponenţială (ideală) prezintă avantajul unei subtangente constante. Ca urmare, frecvenţa micilor oscilaţii rămîne constantă, fiind independentă de masa suspendată. Să considerăm o caracteristică elastică exponenţială, de forma :

$$P = P_0\ e^{k_e \cdot f},$$

unde $\bar{P}_0$ şi k_e sînt constante ($\bar{P}_0$ exprimînd valoarea sarcinii corespunzătoare săgeţii $f = 0$, iar k_e valoarea inversă a subtangentei exponenţialei). În acest caz, oprindu-ne la ordinul al treilea de derivare, coeficienţii (3) devin:

$$K_0 = k_e\, P_0\, e^{k_e x_s}\,;\; C_2 = \frac{k_e}{2}\,;\; C_3 = \frac{k_e^2}{6}. \qquad (5)$$

În cazul suspensiei progresive cu arcuri în foi şi elemente elastice neliniare, caracteristica elastică exponenţială prezintă dezavantajul că pentru frecvenţe mici de oscilaţie se obţin săgeţi statice mari.

c) Caracteristica elastică polinomială de forma:

$$P = Y_1 f + Y_2 f^2 + \dots + Y_n f^n,$$

unde $Y_1, Y_2, \dots, Y_n$ sînt coeficienţi constanţi, satisface săgeţile statice impuse de gabaritele suspensiilor progresive. De asemenea la o astfel de caracteristică elastică pot fi impuse şi frecvenţele oscilaţiilor la sarcina utilă, respectiv la sarcina în gol.

Oprindu-ne în acest caz la al treilea ordin de derivare, coeficienţii (3) primesc forma:

$$K_0 = Y_1 + 2\,Y_2\, x_s + 3\,Y_3\, x_s^2;\; C_2 =$$
$$= \frac{1}{K_0}(Y_2 + 3\,Y_3\, x_s)\,;\; C_3 = \frac{1}{K_0}\cdot Y_3. \qquad (6)$$

Menţinînd numai primii trei termeni ai expresiei (2), ecuaţia diferenţială (1) capătă forma:

$$m\,\ddot{x} = -\,K_0\,(x + C_2\, x^2 + C_3\, x^3),$$

care, după introducerea notaţiilor

$$\omega_0^2 = K_0/m,\; \alpha = \omega_0^2 \cdot C_2,\; \beta = \omega_0^2 \cdot C_3, \qquad (7)$$

devine:

$$\ddot{x} + \omega_0^2\, x = -\,\alpha\, x^2 - \beta\, x^3. \qquad (8)$$

În virtutea relaţiilor (7), (4), (5) şi (6) se determină, în primă aproximaţie, expresia pulsaţiei oscilaţiilor libere, respectiv pentru caracteristica elastică parabolică, exponenţială şi polinomială:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k^2}{m}(1 + 3\,\mu^2\, x_s^2)}\,;\;\; \omega_0 = \sqrt{g k_e}\,;$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{m}(Y_1 + 2\,Y_2 x_s + 3\,Y_3 x_s^2)}\,.$$

Pentru studiul oscilaţiilor neliniare, în a doua aproximaţie, se integrează ecuaţia diferenţială neliniară (8) prin metoda aproximaţiilor succesive, care conduce la soluţia [2]:

$$x = a\cos\,\omega t - \frac{\alpha a^2}{2\,\omega_0^2} + \frac{\alpha a_2}{6\,\omega_0^2}\cdot\cos 2\omega t +$$
$$+ \frac{a^3}{16\omega_0^2}\left(\frac{\alpha^2}{3\,\omega_0^2} - \frac{\beta}{2}\right)\cos 3\,\omega t, \qquad (9)$$

ce exprimă elongaţia oscilaţiilor neliniare; concomitent se obţine pentru pulsaţia vibraţiilor neliniare expresia [2]:

$$\omega = \omega_0 + \left(\frac{3\beta}{8\omega_0} - \frac{5\alpha^2}{12\omega_0^3}\right) a^2,$$

care arată dependenţa pulsaţiei vibraţiilor neliniare de amplitudinea „a". Pentru determinarea acestei amplitudini se introduc condiţiile iniţiale $t = 0$, $x = x_0$ în expresia elongaţiei (9), obţinîndu-se astfel ecuaţia algebrică de gradul trei:

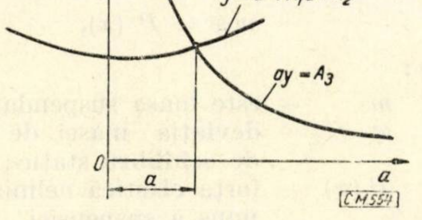
$$a(a^2 + A_1\, a + A_2) = A_3, \qquad (10)$$

unde:

$$A_1 = -\frac{16\,\alpha}{3\left(\frac{\alpha^2}{3\,\omega_0^2} - \frac{\beta}{2}\right)}\,;\; A_2 = \frac{16\omega_0^2}{\frac{\alpha^2}{3\,\omega_0^2} - \frac{\beta}{2}}\,;\; A_3 =$$
$$= \frac{16\;\omega_0^2\, x_0^2}{\frac{\alpha^2}{3\,\omega_0^2} - \frac{\beta}{2}}.$$

Se observă că rădăcina reală a ecuaţiei (10) este abscisa punctului de intersecţie (fig. 3) a parabolei $y = a^2 + A_1 a + A_2$ cu hiperbola $ay = A_3$.

Fig. 3



Dacă microprofilul căii se exprimă prin relaţia [3]:

$$F\,(s) = \frac{\delta_m}{2}\left(1 - \cos\frac{2\pi}{l_m}\; s\right),$$

unde $s = v_a\, t$ este spaţiul parcurs cu viteza constantă v_a în timpul t, pulsaţia forţei perturbatoare devine $\gamma = 2\,\pi\; v_a/l_m$, iar ecuaţia diferenţială a masei suspedate (fig. 4) capătă forma:

$$m\,\ddot{x} = P\,(x) + m\, w\cos\gamma\, t, \qquad (11)$$

unde s-a folosit notaţia $w = \gamma^2\, \delta_m/2$.

Avînd în vedere domeniul din vecinătatea rezonanţei, pulsaţia γ a forţei perturbatoare se consideră aproximativ egală cu pulsaţia ω a oscilaţiilor forţate ($\gamma \simeq \omega$); ca urmare, ecuaţia (11) devine:

$$m\ddot{x} = P\,(x) + mw\cos\omega t. \qquad (12)$$

Dacă sistemul oscilant neliniar, supus acţiunii forţei perturbatoare, se deplasează într-un mediu rezistent (fig. 5), ecuaţia diferenţială

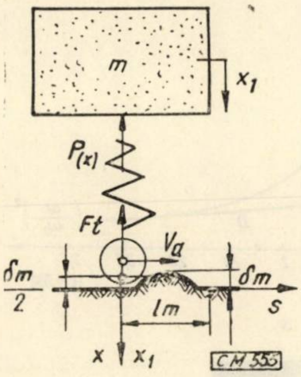


Fig. 4

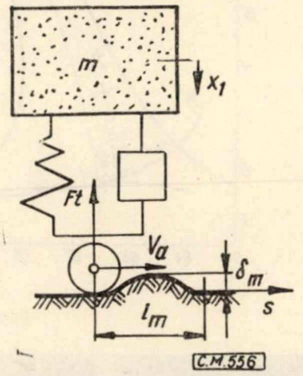


Fig. 5

(12) se completează cu funcţia $\varphi\ (\dot{x})$ care reprezintă forţa de rezistenţă a mediului, obţinîndu-se :

$$m\ \ddot{x} = \varphi(\dot{x}) + P\ (x) + mw \cos \omega t.$$

După cum se arată în lucrarea [1], I.M. Teltelbaum — utilizînd metoda lui Galerkin — a obţinut, în cazul rezistenţei vîscoase şi al unei forţe elastice de răspuns exprimată sub forma polinomială, ecuaţia curbei de răspuns sub forma :

$$(\omega/\omega_0)^2 = 1 + 2B \pm \sqrt{(b_0/b)^2 - \lambda^2(1 + 2B)}, \quad (13)$$

în care λ este coeficientul de amortizare al mediului, iar B şi b_0 au respectiv expresiile :

$$B = \frac{1}{2}\,\frac{3}{4}\,C_3 b^2 + \frac{1}{2}\,\frac{3}{4}\,\frac{5}{6}\,C_5\, b^4 +$$

$$+ \frac{1}{2}\,\frac{3}{4}\,\frac{5}{6}\,\frac{7}{8}\,C_7 b^6 + \ldots ;\ b_0 = w/\omega_0.$$

2. *Aplicaţii numerice şi măsurători tensometrice*

Pentru suspensia progresivă cu arcuri în foi şi arcuri de cauciuc, a osiei din spate a autocamionului SR — 117, se cunoaşte sarcina utilă $P_u = 3400$ kgf şi sarcina în gol $P_g = 710$ kgf.

În tabela 1 sînt trecute mărimile calculate în cazul oscilaţiilor libere. Din această tabelă se observă că diferenţa dintre pulsaţia ω_0 din prima aproximaţie şi pulsaţia ω din a doua aproximaţie este sub 2%. Prin urmare, prima aproximaţie este suficientă pentru calculul pulsaţiei proprii a vibraţiilor neliniare.

În vederea trasării curbelor de răspuns ale oscilaţiilor forţate s-au ales valorile $\delta_m = 10$ cm, $l_m = 100$ cm. Aceste curbe sînt reprezentate, pentru caracteristica elastică parabolică în figura 6, pentru caracteristica elastică exponenţială în figura 7 şi pentru caracteristica elastică polinomială în figura 8.

Tabela 1

Mărimi	Caracteristica elastică		
	parabolică	exponenţială	polinomială
k^2 [kgf cm^{-1}]	86,2	—	—
μ^2 [cm^{-2}]	$1{,}18 \cdot 10^{-2}$	—	—
P_0 [kgf]	—	450	—
k_e [cm^{-1}]	—	0,135	—
Y_1 [kgf cm^{-1}]	—	—	147,6
Y_2 [kgf cm^{-2}]	—	—	−7,16
[Y_3 kgf cm^{-3}]	—	—	0,67
x_s [cm]	13,1	15	16,2
x_d [cm]	16,5	19,4	20
x_0 [cm]	3,4	4,4	3,8
ω_0 [s^{-1}]	13,25	11,5	11,3
a [cm]	3,7	4,96	4,17
ω [s^{-1}]	13,04	11,29	11,14
$\frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}\,100$	1,5%	1,5%	1,3%

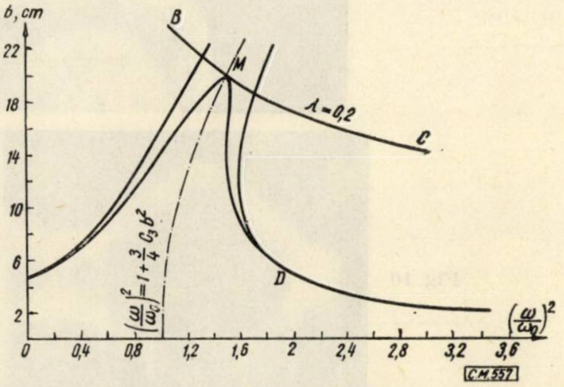


Fig. 6

La viteza economică a autocamionului ($v_a =$ $= 45$ km/h) s-a obţinut raportul $(\omega/\omega_0)^2 =$ $= 35{,}2$ pentru caracteristica elastică parabolică, $(\omega/\omega_0)^2 = 46{,}7$ pentru caracteristica elastică exponenţială şi $(\omega/\omega_0)^2 = 47{,}6$ pentru caracteristica elastică polinomială.

Corespunzător acestor valori, din diagramele de răspuns se trage concluzia că amplitudinile oscilaţilor forţate neamortizate sînt practic egale cu cele ale oscilaţiilor forţate amortizate şi au valori sub 2 cm ; ca urmare, în ambele cazuri (oscilaţiile amortizate sau neamortizate)

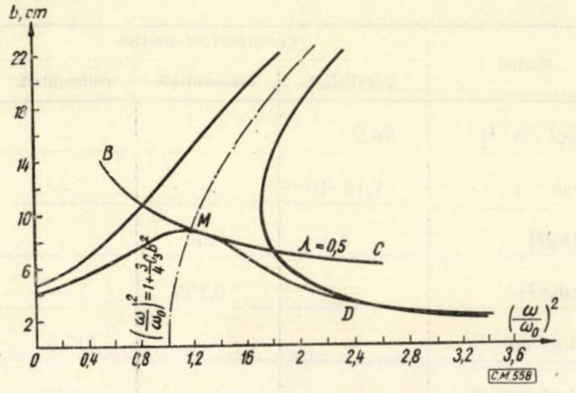


Fig. 7

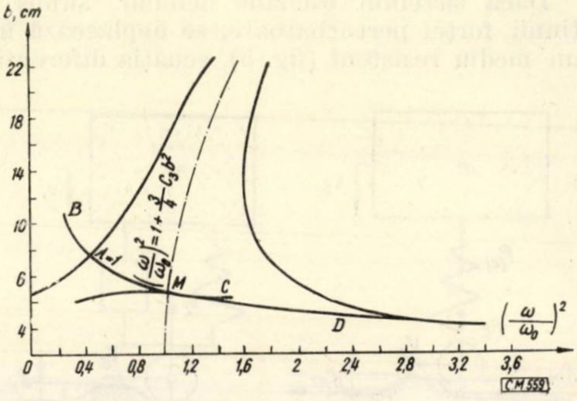


Fig. 8

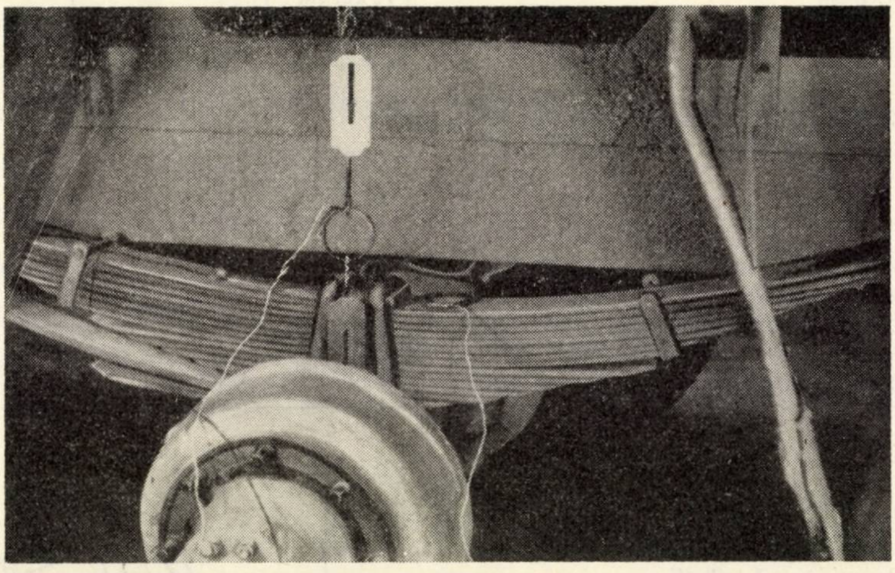


Fig. 9

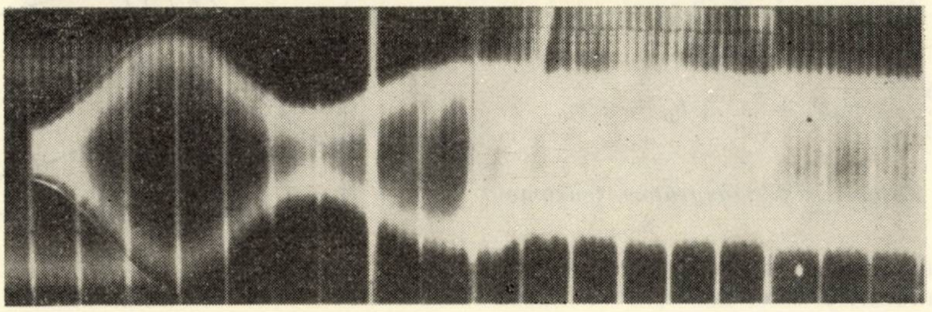


Fig. 10

nu apare pericolul de rezonanţă la viteza economică a autocamionului.

Măsurătorile tensometrice au fost efectuate pentru determinarea perioadei, amplitudinii şi factorului de amortizare al oscilaţiilor suspensiei osiei din spate a autocamionului SR — 117.

Cu ajutorul traductorului tensometric, montat între osia din spate şi caroserie (fig. 9), s-a înregistrat pe filmul osciloscopului oscilograma din figura 10.

Cu ajutorul bazei de timp, înregistrată pe filmul osciloscopului, s-a determinat perioada oscilaţiilor amortizate $T = 0{,}58$ s, ceea ce re-

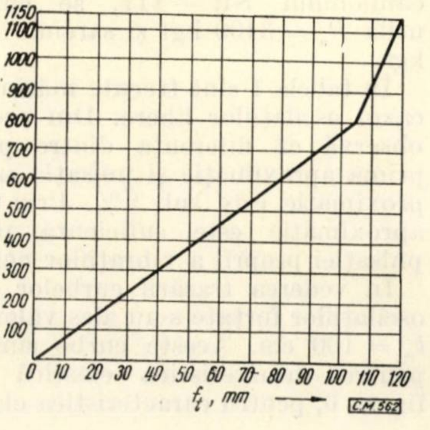


Fig. 11

prezintă o diferență de 2% față de valoarea stabilită prin calcul.

Comparînd spoturile etalonate pe film, înainte de ridicarea oscilogramei, cu spoturile care formează oscilograma și utilizînd apoi diagrama de etalonare a traductorului tensometric (fig.11) s-a obținut amplitudinea inițială a oscilațiilor amortizate $b = 39{,}5$ mm, precum și amplitudinea oscilațiilor după o perioadă $b = 26{,}5$ mm. Decrementul logaritmic este în acest caz

$$D = \ln \frac{39{,}5}{36{,}5} = 0{,}3988.$$

Coeficientul de amortizare al amortizorului se determină cu relația :

$$\lambda = \frac{2m}{T} D = \frac{2 \cdot P_u}{g\,T} D = \frac{2 \cdot 3400}{981 \cdot 0{,}58} \cdot 0{,}3988 = $$
$$= 4{,}77 \text{ kgf. s.cm}^{-1}.$$

Documentația tehnică a amortizoarelor folosite la autocamioanele SR — 113 și SR — 117 indică coeficientul de amortizare $\lambda = 5$ kgf. s.cm^{-1}, pentru viteza de deplasare a caroseriei $0 < \dot{x} < 30$ cm/s.

Oscilograma ridicată cu marca tensometrică lipită pe foaia principală a arcului a indicat aceeași perioadă a oscilațiilor. În plus, cu ajutorul acestei oscilograme s-a verificat și efortul unitar care se dezvoltă în foaia principală a arcului.

Valorile apropiate ale mărimilor determinate experimental și prin calcul numeric confirmă atît ipotezele folosite în prezenta lucrare cît și metodele de integrare a ecuațiilor diferențiale neliniare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Keil, J.* Zur Auswahl von Blattfedersystemen für Lastkraftwagen. In : K.F.T., nr. 5, 1967.

[2] *Landau, L. D., Lifșiț, E. M.* Mecanica. București, Editura tehnică, 1966.

[3] *Parhilovskii, I. G.* Vliianie osnovnîh konstructivnîh parametrov avtomobilia na plavnost ego hoda i rascet podveski. In : Podveska avtomobilia, Akad. Nauk SSSR, Moscova, 1951.

[4] *Ponomariov, I. G.* ș.a. Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol. 3, București, Editura tehnică, 1964.

CZ 629.114.2.001

Caracteristica adimensională a tractorului

Mircea SQARE – Institutul politehnic – București
Dumitru MARINCAȘ – Institutul politehnic – București
Rodica MARINCAȘ – IPROCHIM – București
Ilie CRISTEA – Institutul politehnic – București

În scopul aprecierii calităților de tracțiune și economice ale tractoarelor, se construiește diagrama de tracțiune corespunzătoare deplasării tractorului pe teren orizontal, într-un regim stabil de funcționare. De asemenea, pentru determinarea calităților dinamice ale tractorului în agregat cu diverse mijloace de transport (remorci, semiremorci etc.), se construiește caracteristica dinamică în funcție de momentul motor al arborelui cotit al motorului. În literatura de specialitate este descrisă și o metodă de construcție a caracteristicii de tracțiune pentru tractoarele prevăzute cu priză de putere.

Aceste caracteristici teoretice construite pe cale grafoanalitică reflectă, fiecare în parte, situații particulare de funcționare a tractorului proiectat. Dificultățile întîmpinate în practica calculului și construcției acestor diagrame au impus preocupări pentru determinarea posibilităților de îmbunătățire și simplificare a metodelor utilizate. În acest context se încadrează și lucrarea de față care își propune reprezentarea într-o diagramă unitară, cu parametri adimensionali, a tuturor cazurilor particulare reflectate de diagramele existente.

Construcția diagramei teoretice adimensionale va fi realizată — în mod obișnuit — în patru cadrane, avînd ca bază de plecare caracteristica motorului cu regulator de turație, mărimile caracteristice fiind exprimate și reprezentate în funcție de momentul efectiv.

Deoarece majoritatea tractoarelor sînt echipate cu motoare Diesel cu injecție directă, prevăzute cu regulator de turație, în lucrare se vor face referiri la caracteristica de regulator a acestora (fig. 1).

Pe caracteristica de regulator, pentru evidențierea parametrilor adimensionali, se va utiliza raportul :

$$K_x = \frac{X_e}{X_n}, \tag{1}$$

în care :

X_e este mărimea efectivă a parametrului considerat ;

X_n — mărimea nominală a aceluiași parametru ;

K_x — parametrul adimensional.

Dacă nu se cunoaşte caracteristica de regulator a motorului, urmează a fi trasată pe cale teoretică. Pentru aceasta, se împarte diagrama din figura 1 în două zone distincte :

— zona A — corespunzătoare regimurilor de suprasarcină, $n_{M\,max} - n_n$;

— zona $B + C$ — corespunzătoare regimurilor de exploatare şi de mers în gol, zonă de intervenţie a regulatorului.

Conform relaţiei (1) parametrul adimensional al turaţiei arborelui cotit al motorului va avea expresia :

$$K_n = \frac{n_e}{n_n}. \tag{2}$$

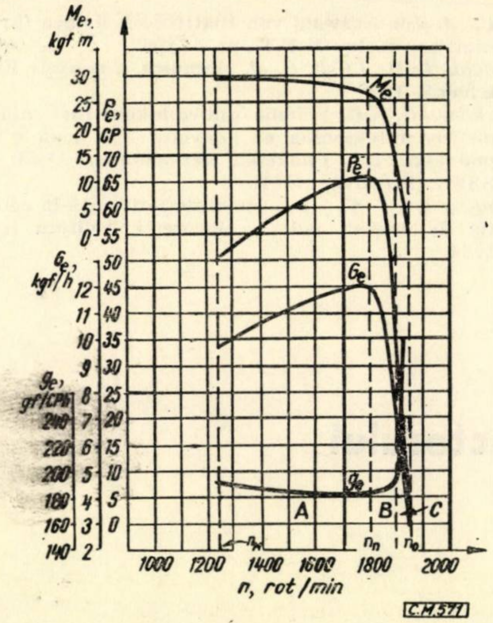


Fig. 1

În domeniul zonelor B şi C, parametrul K_n ia valori cuprinse între $1 \div 1{,}08$ (1,1), valorile superioare fiind corespunzătoare turaţiei de mers în gol. În acest domeniu, lucrările de specialitate recomandă liniarizarea curbelor de variaţie a puterii efective şi a consumului orar. Analizînd curbele reale, ridicate pe un număr de motoare Diesel (cu injecţie directă de tipul D—103 şi D—104) cu ajutorul calculatorului numeric Olivetti Programma 101, au fost determinate ecuaţiile generale ale curbelor, precum şi coeficienţii de calcul ai acestora.

Astfel, s-a stabilit că pe porţiunea $K_n = 1 \div 1{,}038$ ecuaţiile curbelor de variaţie ale momentului motor, puterii efective şi consumului orar au forma :

$$M_e = M_n \frac{a - b \cdot K_n}{(c - K_n)K_n},$$

$$P_e = P_n \frac{a - b \cdot K_n}{c - K_n},$$

$$G_e = G_n \frac{a_1 - b_1 \cdot K_n}{c_1 - K_n}.$$

în care a, b, c, a_1, b_1, c_1 sînt constante experimentale ale căror valori sînt date în tabela 1.

Ţinînd seama de relaţia (1), parametrii adimensionali corespunzători sînt :

$$K_M = \frac{a - b \cdot K_n}{(c - K_n)K_n},$$

$$K_p = \frac{a - b \cdot K_n}{c - K_n}, \tag{3}$$

$$K_G = \frac{a_1 - b_1 \cdot K_n}{c_1 - K_n}.$$

În domeniul $K_n = 1{,}038 \div 1{,}08$, ecuaţiile curbelor de putere şi consum orar au forma ecuaţiilor unor drepte :

$$P_e = b_2 - a_2 K_n;$$

$$G_e = b_3 - a_3 K_n,$$

iar parametrii adimensionali respectivi sînt :

$$K_p = \frac{1}{P_n}(b_2 - a_2 \cdot K_n);$$

$$K_G = \frac{1}{G_n}(b_3 - a_3 K_n);$$

în care a_2, b_2, a_3 şi b_3 reprezintă constante experimentale dimensionale. Ultimele două relaţii se pot scrie sub formă simplificată astfel :

$$K_p = b_4 - a_4 K_n, \tag{4}$$

$$K_G = b_5 - a_5 K_n,$$

unde :

$$a_4 = \frac{a_2}{P_n}; \quad b_4 = \frac{b_2}{P_n}; \quad a_5 = \frac{a_3}{G_n} \quad b_5 = \frac{b_3}{G_n}.$$

Ecuaţia momentului motor are forma :

$$M_e = M_n \frac{b_4 - a_4 K_n}{K_n},$$

iar parametrul adimensional respectiv este :

$$K_M = \frac{b_4 - a_4 K_n}{K_n}. \tag{5}$$

În domeniul de valori $K_n \leqslant 1$, corespunzător funcţionării motorului la plină sarcină pe caracteristica de turaţie, expresiile mărimilor efective ale momentului, puterii şi consumului orar sînt :

$$M_e = M_n \sum_{i=1}^{3} \alpha_i \cdot K_n^{i-1}$$

$$P_e = P_n \sum_{i=1}^{3} \alpha_i K_n^{i}$$

$$G_e = G_n \sum_{i=4}^{6} \alpha_i K_n^{i-3};$$

Tabela 1

Regimul de funcţionare al motorului	CONSTANTE																		
	a	b	c	a_1	b_1	c_1	a_2	b_2	a_3	b_3	a_4	b_4	a_5	b_5	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6*
$K_n < 1$															0,36	2,28	−1,64	1,658	−0,6932	0,0349
$1 < K_n < 1{,}036$	1,111	1,056	1,055	1,1617	1,0975	1,0642														
$1{,}038 < K_n < 1{,}08$							1186	1289	148,5	164,5	18,24	19,83	13,845	15,233						

Tabela 1 (continuare)

* Pentru calcule aproximative se poate lua $\alpha_6 = 0$; $\alpha_4 = 1{,}6759$ şi $\alpha_5 = -0{,}6758$

în care α_i sînt coeficienţi determinaţi prin prelucrarea diagramelor experimentale.

Determinarea coeficienţilor α_i pe calc teoretică, pentru valori ale coeficientului $\varkappa = \frac{n_M}{n_n}$ diferite de cea a modelului considerat, se poate face cu suficientă precizie cu ajutorul relaţiilor :

$$\alpha_1 = \frac{3 - 4\varkappa}{2(1 - \varkappa)},$$

$$\alpha_2 = \frac{2\varkappa}{2(1 - \varkappa)},$$

$$\alpha_3 = -\frac{1}{2(1 - \varkappa)},$$

$$\alpha_4 = \frac{(1 + \varkappa)^2 - 4\,k_{G_g}}{\varkappa^2 - 1},$$

$$\alpha_5 = \frac{4 \cdot K_{G_g} - 2(1 + \varkappa)}{\varkappa^2 - 1},$$

$$\alpha_6 = 0,$$

în care K_{G_g} este valoarea coeficientului adimensional al consumului orar corespunzător consumului specific minim. Relaţia de calcul a valorii coeficientului adimensional al consumului orar are forma :

$$K_{G_g} = \frac{g_{min} \cdot P_{e_g}}{1000 \cdot G_n},$$

în care g_{min} este consumul specific minim;

P_{e_g} este puterea efectivă a motorului corespunzătoare consumului specific minim;

G_n — consumul orar de combustibil la regimul nominal.

În acest caz, parametrii adimenisonali au expresiile :

$$K_M = \sum_{i=1}^{3} \alpha_i K_n^{i-1},$$

$$K_P = \sum_{i=1}^{3} \alpha_i K_n^{i} \tag{6}$$

$$K_G = \sum_{i=4}^{6} \alpha_i K_n^{i-3}.$$

În toate cele trei zone, pentru reprezentarea curbei de variaţie a consumului specific de combustibil g_e în funcţie de turaţia n a arborelui cotit, se utilizează relaţia :

$$g_e = 1000\,\frac{G_e}{P_e},$$

sau în formă adimensională :

$$K_g = \frac{K_G}{K_P}. \tag{7}$$

Caracteristica de regulator adimensională a motorului D—103 reprezentată în figura 1 are alura din figura 2.

Pentru construirea caracteristicii de tracţiune este necesară caracteristica de regulator în care parametrii efectivi sînt exprimaţi în funcţie de mărimea adimensională a momentului motor. Prin explicitarea relaţiilor analitice la forma K_n, K_p, $K_G = f(K_M)$ şi reprezentarea

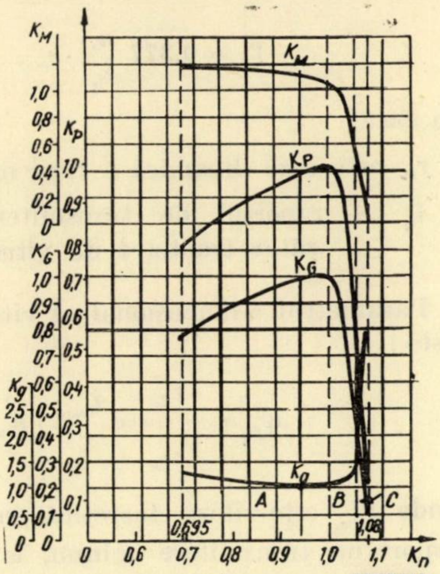


Fig. 2

grafică a acestora se obține caracteristica din figura 3.

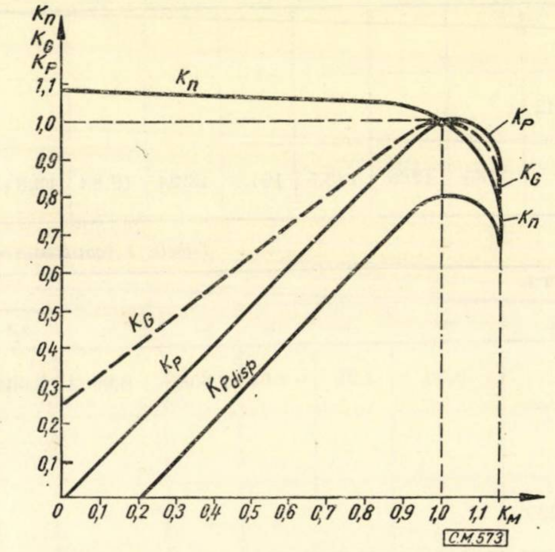


Fig. 3

În cazul prelevării la priza de putere a unui moment (în exemplul considerat $K_{M_p} = 0{,}2$), ecuația curbei de putere disponibilă la arborele motor este:

$$K_{P_{disp}} = K_n(K_M - K_{M_p}), \tag{8}$$

curbă ce va fi luată în considerare la stabilirea posibilităților de tracțiune ale tractorului în situația dată.

Variația vitezei teoretice de deplasare a tractorului în funcție de turația arborelui cotit al motorului este dată de relația:

$$V_{t_i} = 0{,}377\,\frac{n_e}{i_{t_i}}\cdot r_m, \tag{9}$$

în care:

r_m este raza dinamică a roții motoare,

i_{t_i} — raportul de transmitere corespunzător treptei i de viteză.

Parametrul adimensional al vitezei teoretice este:

$$K_{v_{t_i}} = \frac{V_{t_i}}{V_{t_{m_n}}} = \frac{i_{t_{min}}}{i_{t_i}}\cdot K_n,$$

unde $V_{t_{m_n}}$ este viteza teoretică în treapta de raport de transmitere minim, la turația nominală a motorului.

În cazul a n trepte de viteză în progresie geometrică de rație q rezultă:

$$K_{v_{t_i}} = q^{m-1}\cdot K_n, \tag{10}$$

relație ce reprezintă un fascicul de drepte ce trec prin originea sistemului de axe K_v, K_n.

Valoarea maximă a parametrului adimensional al vitezei teoretice se obține pentru $i = m$, $K_v = K_n$, reprezentarea grafică fiind bisectoarea cadranului II.

Considerînd treptele de viteză i și $i+1$ și utilizînd relația (14) se poate scrie:

$$\frac{K_{v_{t_i}}}{K_{v_{t_{i+1}}}} = \frac{V_{t_i}}{V_{t_{i+1}}} = q,$$

din care rezultă că și parametrii adimensionali ai vitezei teoretice sînt în progresie geometrică de rație q.

Forța tangențială de tracțiune, în cazul prelevării prin priza de putere a unei părți din momentul motor, are expresia:

$$F_{t_i} = \frac{\left(M_e - \sum\limits_{j=1}^{l} M_{p_j}\right) i_{t_i}\cdot\eta_m}{r_m}, \tag{11}$$

unde $\sum\limits_{j=1}^{l} M_{p_j}$ este momentul total transmis prin prizele de putere, redus la arborele cotit al motorului;

η_m — randamentul mecanic al tractorului.

Parametrul adimensional al forței tangențiale de tracțiune (factorul dinamic), se definește ca fiind raportul:

$$D_i = \frac{F_{t_i}}{G_t}, \tag{12}$$

în care G_t este greutatea tractorului în exploatare.

Înlocuind F_{t_i} din (11) și ținînd seama de (8), relația (12) devine:

$$D_i = \frac{F_{t_{i_n}}}{G_t}(K_M - K_{Mp}), \tag{13}$$

ce reprezintă ecuația unui fascicul de drepte avînd pantele $\frac{F_{t_{i_n}}}{G_t}$ și punctul comun de coordonate K_{Mp}, O.

Valorile caracteristice pentru D_i sînt:

$$D_{i_{min}} = \frac{F_{t_{i_n}}}{G_t}(K_{M_{min}} - K_{M_p}),$$

$$D_{i_n} = \frac{F_{t_{i_n}}}{G_{t_n}}(K_{M_n} - K_{M_p}), \qquad (14)$$

$$D_{i_{max}} = \frac{F_{t_i}}{G_t}(K_{M max} - K_{M_p})$$

unde:

$$K_{M_{min}} = K_{M_n}^{\cdot} \cdot q; \; K_{M_{max}} = \frac{M_{max}}{M_n}.$$

Ținînd seama de faptul că valoarea maximă a forței tangențiale realizate este limitată de aderență:

$$D_{max} = \frac{F_{ad_{max}}}{G_t}(K_{M_{max}} - K_{M_P}), \qquad (15)$$

unde:

$F_{ad_{max}}$ este forța de aderență corespunzătoare momentului maxim la roțile motoare.

Considerînd treptele de viteză i și $i+1$ și utilizînd (12), rezultă dispunerea în progresie geometrică a parametrilor adimensionali D_i:

$$\frac{D_i}{D_{i+1}} = \frac{F_{t_i}}{F_{t_{i+1}}} = q.$$

Parametrul adimensional al forței la cîrlig se definește ca fiind raportul:

$$D_{c_i} = \frac{F_{c_i}}{G_t} = D_i - (f \cos \beta \pm \sin \beta) \qquad (16)$$

în care:

f este coeficientul de rezistență la rulare;
β — unghiul de înclinare a terenului.

Relația de dependență $\delta = f(D_c)$ este de forma:

$$\delta = \frac{AD_c}{1 - B D_c^2} + \delta_0 \qquad (17)$$

unde:

δ_0 este patinarea corespunzătoare lui $F_c = 0$;
A, B — coeficienți experimentali.

Pentru calcule de exploatare, valoarea lui δ_0 se poate neglija.

Viteza reală de deplasare a agregatului are expresia:

$$V_{r_i} = V_{t_i}(1 - \delta),$$

iar parametrul adimensional:

$$K_{v_{r_i}} = \frac{V_{r_i}}{V_{t_{m_n}}} = K_{v_{t_i}}(1 - \delta). \qquad (18)$$

Ținînd seama de rația q a progresiei geometrice a treptelor de viteză, se poate scrie:

$$K_{v_{r_i}} = q^{m-1}(1 - \delta) K_n, \qquad (19)$$

de unde rezultă dependența dintre parametrul adimensional al vitezei reale, patinarea δ și K_n. Valoarea maximă a acestuia se obține pentru treapta de viteză corespunzătoare lui $i_{t_{min}}$ la $D_c = 0$ și $K_n = K_{n_{max}}$, valoarea lui K_n corespunzătoare coeficientului de încărcare a motorului la mersul în gol al tractorului cu acționarea prizelor de putere, la treapta de viteză minimă.

Ecuația înfășurătoarei curbelor de viteză reală este:

$$K_{vr_{i_n}} = \frac{V_{r in}}{V_{t mn}} = K_{v t_{i_n}}(1 - \delta_{in}), \qquad (20)$$

unde $K_{v_{in}}$ reprezintă valoarea parametrului K_{vor} la regimul nominal în treapta i, iar δ_{i_n} valoarea corespunzătoare a patinării.

Din relațiile (19) și (20) rezultă:

$$K_{v_{r_{in}}} = q^{m-1}(1 - \delta_{in}).$$

Puterile la cîrlig se pot exprima sub forma:

$$P_{c_i} = \frac{F_{c_i} \cdot V_{r_i}}{270},$$

și ținînd seama de (16) și (18) rezultă:

$$P_{c_i} = C \cdot K_{v_{ri}} \cdot D_{c_i}, \qquad (21)$$

în care:

$$C = \frac{G_t \cdot V_{t_{mn}}}{270}.$$

Parametrul adimensional al puterii la cîrlig este randamentul de tracțiune al tractorului, adică:

$$\eta_{Ti} = \frac{P_{c_i}}{P_e - \sum_{j=1}^{l} P_{p_j}} = \frac{P_{c_i}}{P_{e_{disp.}}}, \qquad (22)$$

unde $P_{e_{disp.}}$ este puterea disponibilă la arborele cotit.

Din relațiile (8), (21) și (22) se deduce că:

$$\eta_{T_i} = C_1 \cdot \frac{K_{v_{r_i}} \cdot D_{c_i}}{K_{P_{disp.}}}, \qquad (23)$$

în care:

$$C_1 = \frac{C}{P_{n_{disp.}}}.$$

Relaţia (23) reprezintă, în cazul treptei de viteză *i*, legea de variaţie a puterii la cîrlig în funcţie de forţa la cîrlig, patinare şi turaţia arborelui motor.

Particularizînd relaţia (23) la regimul nominal de tracţiune, pentru $i = (1 \ldots n)$, se obţine înfăşurătoarea curbelor puterilor la cîrlig, care reprezintă de fapt curba randamentului de tracţiune a tractorului.

Randamentul global al tractorului se poate exprima sub forma :

$$\eta_g = (1 - K_{P_p})\,\eta_T + \sum_{j=1} K_{P_j} \cdot \eta_{p_f}, \qquad (24)$$

în care K_{P_p} este raportul dintre puterea distribuită prizelor de putere şi puterea efectivă a motorului, iar K_{P_j} reprezintă raportul corespunzător prizei *j*.

Interpretarea grafică a relaţiei (24) este identică cu cea a relaţiei randamentului de tracţiune.

Consumul specific de combustibil raportat la puterea la cîrlig are expresia :

$$g_{i_c} = \frac{G}{P_{c_i}} 1000.$$

Parametrul adimensional al consumului specific raportat la puterea la cîrlig $K_{g_{i_c}}$ se obţine utilizîndu-se relaţia (7) :

$$K_{g_{i_c}} = \frac{K_g}{\eta_{T_i}}. \qquad (25)$$

În scopul aprecierii calităţii de tracţiune a tractorului la funcţionarea pe drum variat de panta β_i se construieşte caracteristica dinamică.

Rezistenţa redusă pentru porţiunea de drum de pantă β_i are expresia :

$$R_{red} = (\sin \beta_i + f \cos \beta_i) + \frac{G_r}{G_t}(\sin \beta_i +$$

$$+ f_r \cos \beta_i) + \frac{M_{red}}{G_t} \cdot j, \qquad (26)$$

în care : G_r este greutatea trenului de remorci;

M_{red} — masa agregatului de transport redusă la axa roţilor motoare ale tractorului;

j — acceleraţia în mişcarea neuniformă de translaţie;

f, f_r — coeficienţii de rezistenţă la rulajul tractorului şi remorcilor.

Bilanţul de tracţiune al agregatului se poate exprima utilizîndu-se relaţiile (13) şi (26), astfel :

$$D_i = \frac{F_{t_{i_n}}}{G}(K_M - K_{Mp}) = R_{red}.$$

Factorul dinamic este limitat de valoarea aderenţei roţilor motoare ale tractorului cu solul pe care se deplasează agregatul ; ţinînd seama de relaţia (15) rezultă că :

$$D_{max} = \frac{F_{ad_{max}}}{G_t} \geqslant R_{red_{max}}.$$

Calculul greutăţii totale a remorcilor de transport se face utilizînd relaţia :

$$\frac{G_r}{G_t} = \frac{D_{max} - (\sin \beta_{max} + f_{max} \cdot \cos \beta_{max})}{\sin \beta_{max} + f_{r_{max}} \cos \beta_{max}}. \qquad (27)$$

Economicitatea funcţionării agregatului la diferite trepte de viteză se apreciază utilizîndu-se curba consumului specific reprezentată în cadranul factorilor dinamici.

Calculul şi trasarea caracteristicii adimensionale (fig. 4). În situaţia cînd caracteristica de tracţiune se construieşte pentru un tractor ce urmează a fi proiectat, din tema de proiectare, studiul tractoarelor similare precum şi a proceselor tehnologice ce trebuie efectuate, se stabilesc parametrii necesari calculului caracteristicii adimensionale. Se consideră spre exemplificare următoarele valori : puterea nominală a motorului (D—103), P_n =65 CP ; turaţia nominală, n_n = 1800 rot/min ; raportul dintre turaţia de moment maxim şi turaţia nominală, $\varkappa = 0{,}695$; consumul specific de combustibil corespunzător regimului nominal de funcţionare, g_n =185 gf/CPh ; consumul orar de combustibil al motorului la regimul de mers în gol, $G_g = 0{,}25\, G_n$; viteza teoretică nominală minimă, $V_{t_{min_n}}$ = 3 km/h ; viteza teoretică nominală maximă, $V_{t_{m_n}}$ =27 km/h ; numărul de trepte de viteze realizate de transmisia tractorului, m =10 (5 viteze lente şi 5 viteze rapide) ; raza dinamică a roţii motoare, r_m = 0,74 m ; randamentul mecanic al transmisiei $\eta_m = 0{,}9$; randamentul mecanic al transmsiei la priza de putere, $\eta_p = 0{,}92$; greutatea de exploatare a tractorului, G_t = 3500 kgf ; coeficientul de rezistenţă la rulare pe sol mijlociu, f =0,10.

Caracteristica adimensională de apreciere a parametrilor energetici şi de tracţiune ai tractorului se va reprezenta în patru cadrane şi anume :

— cadranul III cuprinde caracteristica adimensională de regulator a motorului tractorului, adică funcţiile $K_P = f(K_M)$; $K_n = f(K_M)$; $K_G = f(K_M)$; $K_{P_{disp.}} = f(K_M)$;

— cadranul II — variaţia coeficienţilor adimensionali ai vitezelor teoretice de deplasare a tractorului în funcţie de coeficientul adimensional al turaţiei $K_{V_{t_i}} = f\,(K_n)$;

— cadranul IV — dependenţa factorilor dinamici de coeficientul adimensional al momentului motor ($D_i = f(K_M)$ şi a rezistenţei reduse a agregatului de transport (caracteristica dinamică) precum şi relaţia $K_g = f(K_M)$;

— cadranul I — curbele ce apreciază calităţile reale cinematice şi de tracţiune ale tractorului care acţionează prin priza de putere o anumită maşină, adică: patinarea, coeficienţii vitezei reale, randamentul de tracţiune şi randamentul global precum şi coeficienţii consumului specific de combustibil raportat la puterea la cîrlig, în funcţie de coeficientul adimensional al forţei la cîrlig a tractorului — $\delta = f(D_c)$, $K_{Vr_i} = f(D_c)$, $\eta_{T_i} = f(D_c)$, $\eta_g = f(D_c)$, $K_{gc} = f(D_c)$.

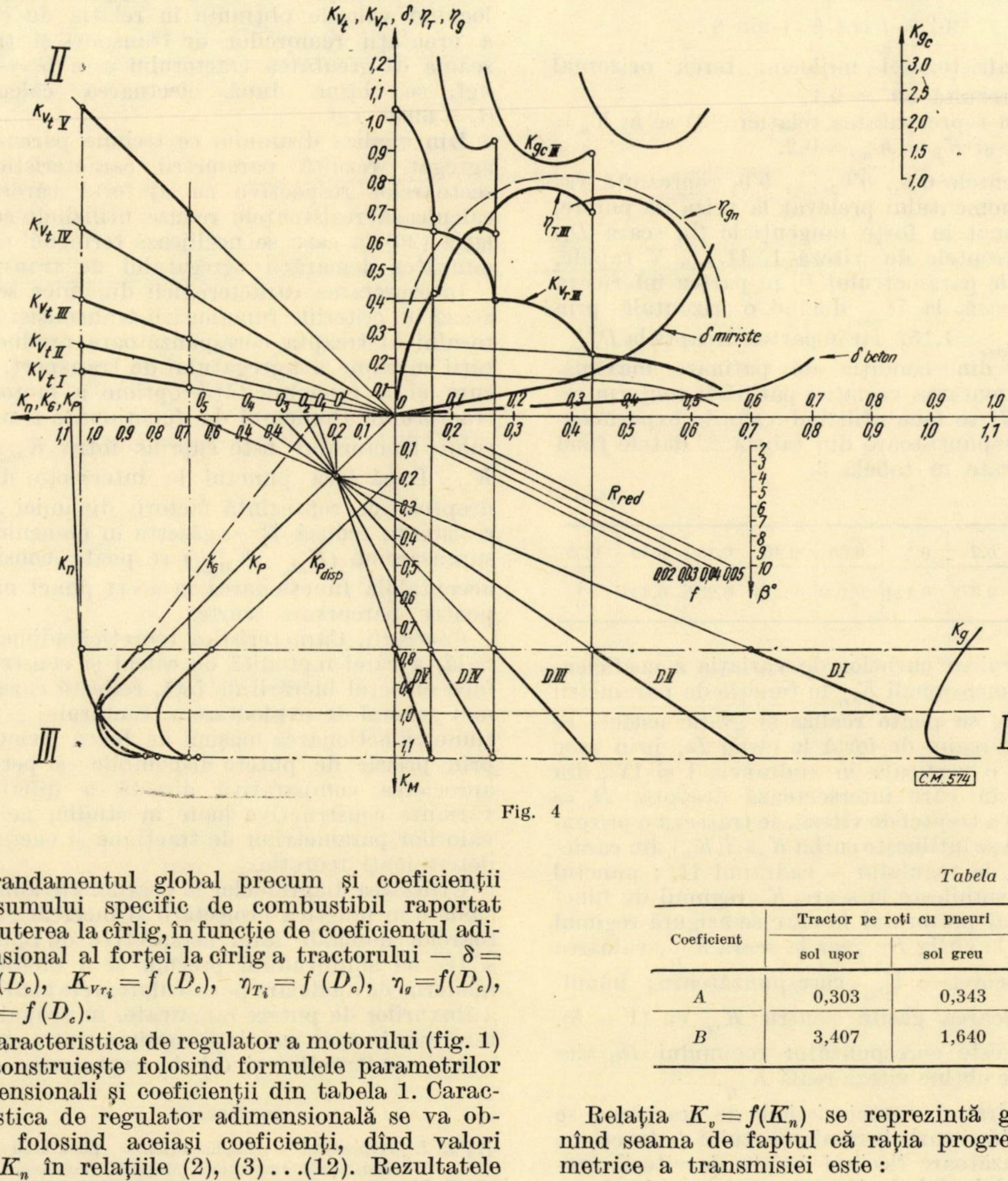


Fig. 4

Caracteristica de regulator a motorului (fig. 1) se construieşte folosind formulele parametrilor dimensionali şi coeficienţii din tabela 1. Caracteristica de regulator adimensională se va obţine folosind aceiaşi coeficienţi, dînd valori lui K_n în relaţiile (2), (3)...(12). Rezultatele efectuării calculelor sînt cuprinse în tabela 2. Se remarcă menţinerea alurei curbelor din cele două diagrame.

Caracteristica de regulator în funcţie de parametrul K_M se poate construi fie măsurînd valori pe diagrama din figura 2, fie luînd valori pentru K_M în relaţiile (2), (3)...(12) explicitate; în relaţiile de gradul doi $K_n = f(K_M)$ se va lua în faţa radicalului semnul minus.

Considerînd că momentul absorbit de prizele de putere ale tractorului este constant ($M_p = 0{,}2 M_n$, respectiv $K_{Mp} = 0{,}2$) se poate construi curba puterii disponibile la arborele cotit al motorului folosind formula (8).

Tabela 2

Coeficient	Tractor pe roţi cu pneuri	
	sol uşor	sol greu
A	0,303	0,343
B	3,407	1,640

Relaţia $K_v = f(K_n)$ se reprezintă grafic ţinînd seama de faptul că raţia progresiei geometrice a transmisiei este:

$$q = \sqrt{\frac{V_{t_{min_n}}}{V_{t_{m_n}}}} = 0{,}784\,,$$

iar:

$$i_{t_{min}} = i_{t_{Vr}} = 0{,}377\,\frac{r_m \cdot n_n}{V_{t_{min_n}}} = 18{,}776.$$

Se iau în considerare la reprezentare numai cele cinci trepte rapide ale transmisiei tractorului.

Reprezentarea grafică a variației factorilor dinamici D_i în funcție de coeficientul K_M se va realiza într-un sistem rectangular de axe cu originea în 0′ ales astfel încît:

$$\overline{00'} = f \cos \beta + \sin \beta .$$

Pe miriște, sol mijlociu, teren orizontal ($\beta = 0$) rezultă $\overline{00'} = 0{,}1$.

Pentru reprezentarea relației (13) se ia $K_M = K_{M_n} = 1$ și $K_M = K_{Mp} = 0{,}2$.

Segmentele $\overline{0'0_1}$, $\overline{0'0_2}$, ... $\overline{0'0_5}$ reprezintă valoarea momentului prelevat la priza de putere, transformat în forțe tangențiale (la scara D_i) pentru treptele de viteză I, II,... V rapide.

Valorile parametrului D_i în partea inferioară se limitează, la $D_{i_{max}}$ ducînd o orizontală prin $K_M = K_{M_{max}} = 1{,}152$, iar în partea dreaptă la $D_{i_{max}}$ rezultat din condiția de patinare maximă.

Reprezentarea variației patinării conform relației (17) se face utilizînd valorile experimentale corespunzătoare din tabela 2, datele fiind centralizate în tabela 3.

Tabela 3

D_c	0	0,2	0,3	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
δ	0	0,072	0,124	0,162	0,214	0,294	0,432	1

Construirea curbelor de variație a coeficienților adimensionali $K_{v_{ri}}$ în funcție de parametrii K_n și D_{c_i} se poate realiza și grafic astfel: se alege un regim de forță la cîrlig D_{c_i} prin care se duce o verticală în cadranele I și IV; din punctul în care intersectează dreapta $D_i = f(M_M)$ a treptei de viteză, se trasează o orizontală pînă se întîlnește curba $K_n = f(K_M)$ din caracteristica de regulator — cadranul III; punctul obținut stabilește la scara K_n regimul de funcționare al motorului la care se asigură regimul de forță la cîrlig D_{c_i} , iar la scara $K_{v_{t_i}}$, valoarea vitezei teoretice $K_{v_{t_i}}$ corespunzătoare; înmulțind valoarea găsită pentru $K_{v_{t_i}}$ cu $(1 - \delta)$, unde δ este corespunzător regimului D_{c_i} ales inițial, se obține viteza reală $K_{v_{r_i}}$.

În cadranul caracteristicii de tracțiune se reprezintă și curbele randamentului de tracțiune corespunzătoare fiecărei trepte de viteză, randamentului global calculat pentru regimul nominal de funcționare a motorului precum și ale parametrului adimensional al consumului specific de combustibil raportat la puterea la cîrlig.

Greutatea totală a remorcilor de transport G_r se calculează utilizînd relația (27) în care se introduc valorile maxime ale coeficientului de rezistență la rulajul tractorului și remorcii (f_{max}, $f_{r\,max}$) și ale pantei căii de rulare (β_{max}). Considerînd că agregatul de transport se deplasează pe un drum bătătorit uscat argilos, pentru care se poate accepta $f_{max} = f_{r\,max} = 0{,}03$ și $\varphi = 0{,}8$, de pantă $\beta_{max} = 12°$ rezultă că: $D_{max} = 0{,}708$; $\sin\beta_{max} = 0{,}20791$; $\cos\beta_{max} = 0{,}97815$. Înlocuind valorile obținute în relația de calcul a greutății remorcilor de transport și ținînd seama că greutatea tractorului este $G_t = 3500$ kgf, se obține după efectuarea calculelor $G_r = 6900$ kgf.

Din analiza drumului ce trebuie parcurs de agregat, rezultă parametrii caracteristici ai sectoarelor respective cu ajutorul cărora se calculează rezistențele reduse utilizîndu-se relația (26) în care se neglijează termenul corespunzător demarării agregatului de transport.

Interpretarea caracteristicii dinamice se bazează pe criteriile funcționării transmisiei tractorului în treapta corespunzătoare productivității maxime a agregatului de transport, precum și a economicității optime a motorului tractorului. Domeniul de funcționare a motorului tractorului este cuprins între $K_{M_{min}}$ și K_{M_n}. Dacă însă punctul de intersecție dintre dreptele ce reprezintă factorii dinamici D_i și rezistența redusă R_j se găsește în domeniul de suprasarcină $(K_{M_n} - K_{M_{max}})$ se poate considera acceptabilă funcționarea în acest punct numai pentru parcursuri scurte.

Concluzii. Caracteristica teoretică adimensională, a cărei metodică de calcul și construcție face obiectul lucrării de față, reflectă cazul cel mai general de exploatare a tractorului — tracțiune cu acționarea mașinii de lucru (remorcii) prin prizele de putere disponibile — și permite aprecierea comparativă directă a diferitelor variante constructive luate în studiu, pe baza valorilor parametrilor de tracțiune și energetici determinați teoretic.

Utilizarea diagramelor în coordonate adimensionale în practica proiectării și încercării tractoarelor deschide largi perspective de aplicare a teoriei similitudinii precum și a metodelor moderne de modelare pe calculatoarele analogice a fluxurilor de putere ramificate, în scopul determinării unei corelații optime între parametrii constructivi și cei de exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *I. I. Trepenenco* — „Expluatatționîie pocazateli seliscohoziaistvenîh tractorov", Mașghiz, Moscova, 1963.

[2] *E. D. Lvov* — „Teoria tractora", Mașghiz, Moscova, 1960.

[3] *C. Aramă, B. Grünwald* — „Motoare cu ardere internă", Editura Tehnică, București, 1966.

[4] *R. Mărdărescu, V. Hoffman, D. Abăitancei* — „Motoare pentru automobile și tractoare", Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968.

[5] S.I.MA. — „Încercări de tractoare și mașini agricole" vol. III, 1965 și vol. IV, 1966, Redacția revistelor agricole, București.

Documentare

Macchine e Motori Agricoli

nr. 6/1970

Un cultivator sistematic pentru o agricultură superioară

Prototipul de maşină denumit cultivator sistematic Cantone, realizat de întreprinderea cu acest nume, are o lăţime de lucru de 4 m, lucrînd pe un teren în condiţiile de după recoltarea culturii anterioare. În urma acestui cultivator, terenul rămîne arat, îngrăşat, tratat cu erbicide, semănat şi grăpat uniform.

Toate aceste operaţii sînt executate dintr-o singură trecere cu acest cultivator, acţionat cu o putere de ordinul a 300—400 CP, care permite o mare productivitate.

Prototipul unui astfel de cultivator sistematic, utilizînd un motor de 314 CP, în timpul probelor efectuate în cîmp a avut o productivitate medie de 1 ha/h, în limitele extreme de 0,7—1,6 ha/h, în raport cu natura terenului şi cu adîncimea de lucru.

Această maşină autopropulsată execută deci simultan operaţii de arat, grăpat, nivelat, iar prin folosirea altor dispozitive (puţin angajate mecanic), funcţionează şi ca maşină de împrăştiat îngrăşăminte chimice cu mare precizie.

Cultivatorul execută totodată distribuirea erbicidelor, semănatul, cu largi posibilităţi de utilizare (şi deci cu un ridicat indice de utilizare) în special pentru culturile de cereale păioase de toamnă şi primăvară, orz, porumb şi sfeclă de zahăr.

Într-o sumară sinteză, datele caracteristice ale maşinii sînt următoarele:

— sursa de energie : motor diesel Deutz, cu 12 cilindri, cilindreea de 17 000 cm^3, cu puterea maximă de 314 CP ;

— lăţimea totală în poziţie de lucru : 4,5 X 0,20 m cu dispozitivul de executat canale ;

— lăţimea netă de lucru pe rînduri : 4+0,50 m ;

— lăţimea netă în poziţie de transport : 2,48 m ;

— lungimea totală : 5,50 m ;

— adîncimea de lucru efectivă : 8—35 cm ;

— capacitatea de lucru : de la 0,7 ha/h la 1,6 ha/h, în raport cu natura terenului şi cu adîncimea de lucru prestabilită. În medie peste 1 ha/h.

Comenzi : maşina este total comandată de pe tractorul respectiv cu ajutorul telecomenzilor electrohidraulice, care dirijează grupul de distribuţie al pompei centrale hidraulice.

Cu ajutorul pistoanelor cu dublu efect sînt comandate ridicarea şi coborîrea grupului principal de lucru. Cu altă comandă de la distanţă, este legat grupul de lucru cu motorul principal, prin intermediul unui grup de frînare Twin Disc.

O altă comandă de la distanţă este prevăzută pentru aranjarea în poziţie de lucru a celor două secţii ale rotorului şi pentru strîngerea (plierea) lor în vederea transportului.

Ridicarea sau coborîrea dispozitivului de săpat canale este comandată simplu de la distanţă, electrohidraulic, de la tractor.

Un buton de alarmă este instalat pe cadrul de comandă de pe tractor pentru oprirea imediată a motorului maşinii, precum şi a tuturor organelor maşinii. Pe maşină se află instalate o serie de dispozitive de siguranţă pentru evitarea automată a executării de manevre greşite.

Raza minimă de întoarcere, cu un tractor de 60—70 CP, de 4,50 m, permite orice manevrare în timpul lucrului în culturile agricole.

Grupul operator principal alcătuit din două secţii cu sistem reversibil, este comandat electrohidraulic de la distanţă. Cei 16 rotori cu cîte opt palete din oţel special au diametrul de 760 mm.

În mod normal, cultivatorul tractabil este acţionat de un tractor de 60—70 CP. De la priza de putere a tractorului, prin intermediul grupurilor reductor şi diferenţial, se primeşte energia de mişcare a roţilor portante ale maşinii. Roţile portante şi motoare ale maşinii sînt angrenate şi au dimensiunea de 18,4—15,30.

În viitor, maşina se va construi pe şenile şi va fi autopropulsată. Rămîne ca viitorul să arate cum se va prezenta noua variantă.

Maşina a stîrnit interes atît în Italia, cît şi în rîndurile beneficiarilor şi experţilor din diferite ţări.

O.M.

Il trattorista

nr. 6, 1970

Cele mai recente combine Massey-Ferguson cu platformă variabilă

Întreprinderile Massey — Ferguson au prezentat la Royal Smithfield Show ultimele tipuri de combine autopropulsate : combina MF 187, care recoltează 450 kgf/h şi combina MF 487, care recoltează 7 500 kg/h.

Principala caracteristică care deosebeşte cele două realizări de precedentele este platforma şi lăţimea variabilă a acesteia. Un sistem telescopic special permite reducerea spaţiului lateral pe care-l ocupă platforma, în interval de cîteva minute.

Tipul MF 187 este construit în serie şi este prevăzut cu o bară de tăiere de 3 m, care poate fi redusă la 2,55 m sau, la cerere, cu o platformă avînd lăţimea fixă de 3 sau 2,55 m.

Modelul MF 487 este prevăzut cu o bară de tăiere de 3,6 m lăţimea barei putînd fi redusă la 3 sau 2,55 m. Dacă este cazul, acest model poate fi prevăzut cu o platformă de tăiere avînd lăţimea fixă de 3 sau 3,6 m.

Lăţimea platformei variază în funcţie de eliminarea sau introducerea unei secţiuni din bare de tăiere, variindu-se concomitent baza platformei, cu ajutorul unei manivele.

Ambele maşini sînt lipsite de cadru purtător. Structurile lor pot să confere ansamblului o suficientă rezistenţă şi rigiditate. Locul conducătorului, aşezat în stînga axei longitudinale, contribuie la realizarea unei vizibilităţi satisfăcătoare. Conducătorul poate modifica din mers viteza bătătorului, poziţia contrabătătorului şi acţionarea barei de tăiere. Deplasările rabatorului în partea anterioară şi posterioară, înclinarea dinţilor paletelor şi turaţia acestuia pot fi reglate cu ajutorul unei chei, la oprirea maşinii.

Înălţimea la care se efectuează tăierea plantelor poate varia între 6 şi 76 cm de la sol. Transportorul este prevăzut cu două lanţuri motoare în cazul combinei model 817 şi cu trei lanţuri în cazul combinei model 487. Viteza de lucru a transportorului este de 220 m/min.

Regimul de lucru al bătătorului se modifică acţionînd asupra schimbătorului de viteze prevăzut cu curele trapezoidale. Acesta este acţionat la rîndul său de o cutie de viteze cu două trepte.

Dispozitivul pentru scuturat paie, planurile înclinate, sitele, ventilatoarele, elevatoarele pentru boabe şi spice, dispozitivele pentru decorticat etc., sînt dimensionate corespunzător în funcţie de capacitatea de lucru a fiecărei unităţi.

Ambele modele sînt prevăzute cu schimbător cu trei viteze pentru mersul înainte şi o viteză pentru mersul înapoi.

Direcţia la tipul 187 este prevăzută cu dispozitiv mecanic, iar la tipul 487 este prevăzută cu un dispozitiv hidrostatic.

O.M.

Express-informaţiia, Traktorostroenie

nr. 16, aprilie 1970

Tractor de mare putere cu transmisie electrică

Unul dintre cele mai mari tractoare pe roţi cu pneuri a fost construit de firma Peerless Manufacturing Company (S.U.A.).

Tractorul este echipat cu un motor de 1 000 CP, care, printr-o transmisie electrică GF, acţionează un generator de curent electric alternativ. Energia electrică este transmisă, prin instalaţia de distribuire şi redresorul de curent cu siliconi la motoarele electrice de la cele patru roţi motoare ale tractorului.

Schimbarea vitezei de lucru a tractorului în limitele 0—22,4 km/h se face prin comandă de la pedală, ceea ce exclude necesitatea schimbărilor de viteze în multe trepte. Ca o completare, la frînele cu discuri de la roţile motoare este prevăzută cîte o frînă electrică.

Greutatea tractorului este de 125 t.

O.M.

Inform. Landw. Nahrungsgüterwirtsch. nr. 9, 1970

Tendinţele de dezvoltare ale mecanizării agriculturii pînă în anul 1980

Din materialele grupei de lucru „mecanizarea agriculturii" din cadrul CEE de la Geneva reiese că tendinţele de dezvoltare ale mecanizării agriculturii dintr-o serie de ţări europene, pînă în anul 1980, au multe puncte de vedere comune cu orientările elaborate de institutele sovietice şi care prevăd următoarele :

— Realizarea mecanizării complexe a tuturor ramurilor producţiei vegetale, printre care producţia legumicolă, horticolă şi viticolă ; procesele de prelucrare şi depozitare a produselor recoltate.

— Folosirea de maşini complexe şi productive pentru ameliorări, măsuri de bază pentru îmbunătăţirea păşunilor şi fîneţelor, mecanizarea irigaţiei, combaterea eroziunii solului datorită apelor şi vînturilor, mecanizarea lucrărilor în zonele alpine.

— Aplicarea proceselor tehnologice avansate care asigură o reducere a consumului de muncă.

— Crearea de sisteme de maşini pentru mecanizarea producţiei agricole şi care să corespundă condiţiilor zonale.

— Folosirea tractoarelor de mare capacitate, a maşinilor şi agregatelor cu viteză şi lăţime mare de lucru.

— Cuplarea maşinilor cu agregate active pentru cultivarea solului şi pentru efectuarea altor procese de muncă.

— Perfecţionarea unor maşini ale căror agregate pot efectua la o singură trecere mai multe operaţii.

— Creşterea capacităţii productive a maşinilor de recoltat şi a sarcinii de încărcare a mijloacelor de transport.

— Aplicarea metodelor pe bandă rulantă pentru executarea lucrărilor în agricultură.

— Perfecţionarea unor maşini complexe pentru ferme mari de animale, de tip industrial, bazate pe folosirea automatizării şi a energiei electrice.

O.M.

Recenzii

I. Drăghici, ş.a. — **Suspensii şi amortizoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1970, 460 pag.

Lucrarea prezintă construcţia şi calculul suspensiilor şi amortizoarelor utilizate în tracţiunea rutieră şi feroviară, la maşini-unelte şi nave, în strînsă legătură cu limitarea raţională a consecinţelor vibraţiilor. Este alcătuită din opt capitole.

După ce în capitolul 1 se specifică notaţiile şi terminologia folosite, în capitolul 2 se examinează influenţa vibraţiilor asupra organismului uman şi maşinilor. Cu acest prilej sînt redate rezultatele cercetărilor efectuate în diferite ţări cu privire la limitele de toleranţă la vibraţii ale omului şi la dependenţa preciziei maşinilor şi mecanismelor faţă de vibraţii.

Capitolul 3 se referă la suspensii pentru autovehicule rutiere. Se analizează influenţa constantei elastice şi a amortizării suspensiei asupra confortabilităţii autovehiculelor, trecînd apoi la principalele construcţii în domeniu. Pe lîngă suspensiile cu elemente elastice metalice, sînt tratate cele cu elemente elastice nemetalice, de exemplu suspensiile pneumatice şi hidropneumatice, şi suspensiile mixte. Calculul suspensiilor, elaborat în continuare, se bazează pe alegerea caracteristicii elastice necesare şi este completat cu numeroase date practice pentru proiectare. În încheiere, problemele de construcţie şi calculul sînt aplicate la suspensia scaunelor pentru conducătorii autovehiculelor.

Capitolul 4 este consacrat amortizoarelor pentru vehicule rutiere. Sînt descrise pe larg amortizoarele telescopice hidraulice, hidropneumatice şi reglabile. După precizarea dependenţei eficienţei amortizoarelor faţă de regimul termic, se abordează problemele de proiectare, care au acelaşi caracter de mare aplicabilitate.

Preocupările precedente sînt extinse în capitolul 5 la vehiculele pe şine. Se desprind din cuprins criterii şi parametri pentru aprecierea confortabilităţii, analiza comparativă a elementelor elastice folosite la suspensie, particularităţile calculului şi proiectării.

În capitolul 6 se trece la suspensia elastică a maşinilor-unelte, evidenţiind principiul de izolare la vibraţii, caracteristicile constructive ale reazemelor elastice şi elementele necesare proiectării. Se remarcă şi în acest caz numeroasele informaţii practice, de exemplu recomandări şi date comparative pentru alegerea reazemelor elastice ; ca în întreaga lucrare, expunerea este ilustrată în exemple de calcul.

Capitolul 7 se ocupă de reazemele elastice folosite în construcţia de nave. Se elaborează ecuaţiile diferenţiale ale vibraţiilor agregatelor navale rezemate elastic, se studiază impulsurile care excită vibraţiile forţate, se prezintă soluţii constructive şi calculul reazemelor elastice.

În capitolul 8 se tratează încercarea suspensiilor şi amortizoarelor, în succesiunea în care este organizat restul lucrării. Pentru suspensiile şi amortizoarele de autovehicule, expunerea se referă atît la încercări de laborator cît şi la încercări de cale.

Lucrarea reuneşte un bogat material în domeniul abordat, îmbinînd judicios elementele de proiectare cu cele aferente funcţionării corespunzătoare. Informaţiile furnizate se bazează pe o amplă experienţă a specialiştilor din ţară şi din străinătate. Lucrarea este utilă inginerilor şi tehnicienilor care se ocupă cu proiectarea, exploatarea şi întreţinerea maşinilor şi agregatelor la care se referă.

G.Z.

P. Dodoc. **Strunjirea de înaltă precizie.** Bucureşti, Editura tehnică, 1970, 279 pag.

În cadrul a 10 capitole, lucrarea se ocupă de regimurile de aşchiere, scule, influenţa vibraţiilor, erori de prelucrare ş.a. la strunjirea de finisare.

Capitolul 1 tratează influenţa maşinii-unelte asupra preciziei de prelucrare, o pondere deosebită revenind problemelor de vibraţii. În primul rînd se stabilesc noţiunile fundamentale, şi apoi se analizează cauzele vibraţiilor la strunjire. Studiul influenţei vibraţiilor asupra axei de rotaţie a piesei comportă determinarea traiectoriilor posibile ale acesteia, la diferite excitaţii, fiind relevate şi particularităţile cercetărilor experimentale în domeniu.

Capitolul 2 se referă la influenţa sculei asupra preciziei de prelucrare. Pe lîngă aspectele clasice, cum sînt parametrii geometrici ai cuţitelor şi materialele utilizate sînt abordate problemele cuţitelor cu geometrie variabilă, metodelor şi mijloacelor de sfărîmare a aşchiilor, influenţa deformaţiilor cuţitului.

Stabilirea regimurilor optime de aşchiere constituie obiectul capitolului 3. Se definesc parametrii regimului, cu indicaţii privind adoptarea valorilor optime şi se dau informaţii despre influenţa materialului piesei şi a lichidului de răcire-ungere.

Alte dependenţe ale preciziei de execuţie sînt evidenţiate în următoarele capitole. Astfel, capitolul 4 prezintă implicaţiile forţei centrifuge, de exemplu în legătură cu drumul relativ dintre presă şi sculă şi cu erorile de prelucrare. Capitolele 5 şi 6 se referă la precizia piesei în cazul prinderii în universal, respectiv în universal şi în vîrfuri de centrare ; menţionăm din cuprins influenţa momentului de strîngere, a lungimii piesei şi a lungimii de prindere (capitolul 5), deformaţia statică a sistemului universal — piesă — vîrf de centrare sub acţiunea forţei axiale de strîngere şi dependenţa acesteia de încălzirea maşinii (capitolul 6). Capitolele 7—9 examinează influenţele vîrfurilor de centrare, inimilor de antrenare şi vîrfurilor de antrenare.

Capitolul 10 ridică unele probleme ale determinării preciziei dinamice a strunjirii. Sînt arătate deficienţele metodelor actuale de recepţie dinamică şi descrise trei metode originale.

Lucrarea are caracterul unui îndrumar pentru cadrele tehnice şi muncitorii de înaltă calificare din uzinele constructoare de maşini. Se remarcă larga informare bibliografică care a servit la elaborare, precum şi rezultatele cercetărilor efectuate de autor, astfel încît lucrarea este utilă şi inginerilor proiectanţi şi tehnologi.

G.Z.

Cronică

Tîrgul internaţional de primăvară de la Leipzig — 1971

Tîrgul de primăvară din acest an de la Leipzig s-a desfăşurat sub deviza ,,Pentru un comerţ deschis întregii lumi şi pentru progres tehnic". Deschiderea oficială a Tîrgului s-a făcut la Opera Mare din Leipzig în cadrul unei manifestaţii solemne, în prezenţa a numeroase delegaţii guvernamentale străine, a unor eminenţi experţi din domeniul economiei şi comerţului, a corpului diplomatic acreditat în R.D.G. şi a altor personalităţi, cu care prilej vicepreşedintele Consiliului de Miniştri al R.D.G., Wolfgang Rauchfuss, a făcut o amplă şi interesantă expunere. La Tîrgul de primăvară din acest an, 9.500 de expozanţi din 67 ţări — au prezentat, pe o suprafaţă de expunere de 350.000 m², produsele şi realizările lor cele mai recente, precum şi produse de export tradiţionale şi recunoscute.

Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an a suscitat un interes deosebit în rîndurile vizitatorilor şi participanţilor. Aceasta s-a manifestat, printre altele, prin cererea sporită a suprafeţei de expunere. Deşi trei ramuri tehnice importante au fost transferate la Tîrgul de toamnă, participarea la ediţia de primăvară a Tîrgului de la Leipzig din 1971 a cunoscut aceeaşi anvergură ca şi în anul precedent. Acest interes s-a reflectat într-o creştere esenţială a participării firmelor exponatoare renumite, a reprezentanţilor eminenţi ai uniunilor economice şi a grupelor industriale ale numeroaselor state. De asemenea, participarea inginerilor, tehnicienilor şi oamenilor de ştiinţă este în continuă creştere.

Interesul viu manifestat de cercurile economice străine atestă înalta stimă de care se bucură Tîrgul de la Leipzig şi ţara sa organizatoare, Republica Democrată Germană. Potenţialul economic stabil al R.D.G., care a crescut neîncetat în decursul ultimilor ani, se manifestă printr-o ofertă impresionantă a industriei de produse pentru export. De asemenea, celelalte ţări socialiste prezintă în expoziţiile lor produse de calitate care atestă un succes impresionant al economiei socialiste planificate şi al cooperării din ce în ce mai strînse dintre aceste ţări.

Aceasta a creat, de asemenea, condiţii favorabile amplificării relaţiilor comerciale şi economice cu ţările în curs de dezvoltare şi cu ţările capitaliste.

Tîrgul de la Leipzig s-a relevat a fi un gen de sinteză a expoziţiilor ramurilor importante ale tehnicii şi bunurilor de consum, precum şi expoziţiilor colective.

Pentru promovarea în continuare a vieţii economice şi comerciale internaţionale, pentru a răspunde şi mai bine exigenţelor crescînde ale partenerilor străini şi pentru a contribui în mod activ la rezolvarea sarcinilor revoluţiei ştiinţifice şi tehnice, s-a conceput realizarea a două Tîrguri de anvergură egală. O serie de ramuri tehnice care au fost reprezentate pînă acum exclusiv la Tîrgul de primăvară, au fost transferate la Tîrgul de toamnă. A devenit astfel posibilă, începînd din 1968, mărirea suprafeţelor disponibile, cu 40% pentru construcţia de maşini-unelte,cu 80% pentru materialele chimice de bază, cu 170% pentru maşinile de prelucrarea alimentelor şi maşinile de ambalat, cu 40% pentru maşinile textile şi cu 45% pentru vehiculele utilitare.

La Tîrgurile de primăvară s-a concentrat oferta tehnică privind mai ales construcţia de maşini-unelte, electrotehnica, tehnica de automatizare şi de informaţie, construcţia de mecanică grea şi metalurgia, precum şi maşinile agricole şi maşinile de prelucrare şi de transbordare şi, de asemenea, privind vehiculele feroviare, vapoarele şi industria de construcţii de clădiri.

În această primăvară s-a recurs la cîteva noi grupări pe specialităţi. Astfel ramura instalaţiilor de informatică şi de maşini de birou a fost introdusă în marele complex ,,Electrotehnica—Electronica—Automatizarea", Parcul Expoziţiilor. La Palatul Bugra s-a expus ramura ,,Aparatelor-foto-filmare-aparate optice-fotochimice".

La Parcul Expoziţiilor s-a format un complex al economiei produselor alimentare. Aceste inovaţii au fost foarte avantajoase pentru expozanţi, cumpărători şi vizitatori. Din expunerile şi materialele prezentate a rezultat că Tîrgul de toamnă din acest an va cuprinde pentru prima oară următoarele ramuri : instalaţii chimice, maşini de lucrat materialele plastice şi maşini pentru industria artei grafice şi, de asemenea, ramurile : materii chimice de bază, maşini pentru prelucrarea lemnului, de tehnică medicală şi vehicule rutiere.

Ramurile care nu au fost reprezentate întreţin birouri de export şi de negociere şi garantează astfel universalitatea Tîrgului de la Leipzig.

Ramurile bunurilor de consum participante în mod tradiţional la cele două Tîrguri, la Tîrgul de toamnă vor avea 3 mari ramuri complexe internaţionale, structurate în funcţie de grupa de utilizare şi anume : organizarea agrementului şi articolelor sportive ; decoraţiuni interioare, mobilă, materiale, accesorii, precum şi materiale didactice INTERSCOLA şi mobilier şcolar.

Cele 25 ramuri tehnice şi 22 ramuri de bunuri de consum reprezentate la Ediţia de Primăvară a Tîrgului de la Leipzig au beneficiat de o participare internaţională calitativ şi cantitativ remarcabilă. De exemplu în ramura de maşini-unelte şi de unelte s-a remarcat participarea expozanţilor din 22 ţări. Expozanţii au prezentat în sălile 12, 17, 20 şi 22, pe o suprafaţă de 15.500 m², şi în afară de aceasta, în cadrul expoziţiilor colective, o gamă întreagă de realizări recente şi o trecere în revistă a programului lor de producţie. Construcţia de maşini-unelte a R.D.G. a fost reprezentată prin combinatele ,,7 Octombrie" din Berlin şi ,,Fritz Heckert" din Karl-Marx Stadt, cu sisteme de maşini de comandă numerică. 30 de întreprinderi ale industriei sovietice de maşini-unelte au fost reprezentate prin întreprinderea Stankoimport. Firmele Maşinexport din România, MachinoExport din Cehoslovacia, Metalexport din Polonia, Technoimpex din Ungaria, Machinoexport din Bulgaria şi Prvomajska Zagreb din Jugoslavia au oferit fabricaţii inedite, instalaţii integral automatizate şi dirijate prin programare.

Dintre ţările capitaliste au fost prezente la Leipzig firme cunoscute ca ,,Amtec — France" şi ,,Hamelin de France". Mitsui Seiki din Japonia, Coventry Gruge din Marea Britanie, fabrica de maşini Heid din Austria, UVA, Jungner şi Pullmax din Suedia, Tarax, Feintool şi Brown & Sharpe din Elveţia precum şi Apisa din S.U.A. Ele au prezentat la Leipzig maşini-unelte şi automate de înaltă productivitate.

Ramura Ansambluri de Informatică şi maşini de birou a cuprins expozanţi din 20 ţări în sălile 15, 17 şi 18 ale Parcului de Expoziţie. Întreprinderile renumite ca: combinatele Robotron şi Zentronik din R.D.G., Maşpriborintorg din U.R.S.S., Kovo din Cehoslovacia, Isotimpex din Bulgaria, IGV din Ungaria, Sindicatul Naţional al Fabricanţilor Ansamblului Informatic şi de Maşini de Birou din Franţa, I.C.L. şi GME-Elliot Automation din Marea Britanie, Olivetti din Italia, Facit, Hugin şi Addo din Suedia, Robinco din Elveţia, Remington şi NCR din S.U.A., ca şi Toyomenka din Japonia au participat pentru prima dată la Tîrg, în această ramură cu oferte interesante.

De asemenea, ramurile de bunuri de consum au deţinut un loc important la Tîrg, ocupînd aproximativ o treime din suprafaţa totală. Ofertele prezentate în Palatul 16 al Tîrgului din centrul oraşului au fost mai reprezentative decît ofertele din ramurile tehnice. Astfel expozanţi din 40 ţări au fost prezenţi cu obiecte de îmbrăcăminte şi textile, 800 case de modă din 16 ţări au prezentat produsele lor cele mai recente. Producători din 14 ţări au expus porţelanuri şi produse de sticlă. Expozanţi din peste 50 ţări au fost prezenţi în domeniul produselor alimentare.

Ţările socialiste au ocupat o parte însemnată din suprafaţa totală de expunere şi au determinat într-un mod esenţial profilul Ediţiei de Primăvară 1971 a Tîrgului de la Leipzig cu produsele expuse.

12 state socialiste au ocupat la această ediţie a Tîrgului o suprafaţă de 37.750 m².

Republica Socialistă România şi-a extins în măsură însemnată suprafaţa ei de expunere la Tîrgul de primăvară din acest an ocupînd o suprafaţă de aproximativ 1900 metri pătraţi. Peste 90 la sută din produsele expuse la Tîrg de ţara noastră au provenit din ramurile tehnice. Principalele exponate le-au constituit maşinile, echipamentele şi aparatura specială. În pavilionul 12 din incinta Tîrgului, întreprinderea Maşinexport a prezentat 19 tipuri de maşini-unelte, standul acestei ramuri fiind mai mare decît în anii precedenţi. Au fost expuse aici maşini universale de găurit, strunguri de precizie, maşini de rectificat filet, prese, maşini de găurit şi frezat orizontal. În afară de acestea, Maşinexport a participat şi în ramura electrotehnică/electronică (pavilionul 18), unde au fost expuse motoare electrice, transformatoare şi diferite tipuri de aparate de sudură. Lista exponatelor întreprinderii Electronum a fost la fel de voluminoasă. Ea a cuprins, între altele, elemente de automatizare, produse de radio şi televiziune precum şi maşini de calculat electrice şi electronice. În pavilionul 2, Metalimport a prezentat principalele produse de export ale industriei metalurgice române. Această întreprindere de comerţ exterior a înlesnit cu ajutorul imaginilor informarea despre uzinele siderurgice ale ţării şi a prezentat metale neferoase şi cabluri din aluminiu.

Importantă a fost şi oferta română pe terenul deschis. Aici, pe o suprafaţă de 530 metri pătraţi, au fost expuse produse din ramura maşinilor de construcţii şi a instalaţiilor de transport.

Centrul prezenţei române cu bunuri de consum a fost pavilionul ,,Messehof". Pe un stand de peste 100 metri pătraţi, întreprinderile din R.S.R. şi-au etalat cele mai reprezentative articole româneşti de export, printre care conserve de carne, legume şi fructe, vinuri şi băuturi alcoolice, precum şi alte produse alimentare şi delicatese.

Printre cele 5000 de produse deosebit de interesante prezentate de către 21 întreprinderi de comerţ exterior din Uniunea Sovietică, a atras atenţia macheta celui mai mare accelerator de protoni din lume, o instalaţie termonucleară ,,Tekamak" pentru cercetări privind încălzirea la plasmă şi macheta unei mari instalaţii de turbine cu gaz cu o putere de 100.000 kilowaţi. Celelalte secţiuni importante de expoziţie sovietică, care s-au întins pe o suprafaţă de 13.240 m², au fost consacrate electronicii, construcţiei de maşini-unelte şi energeticii.

Peste 80% din 5.800 m² ai expoziţiei R. P. Polone au revenit produselor tehnice. O expoziţie complexă pentru electrotehnică şi instalaţii pentru fabricarea hîrtiei a constituit un centru de atracţie deosebită. Exponatele din R. S. Cehoslovacia foarte variate, pe 7.190 m², au fost dominate de produsele tehnice, printre care numeroase noutăţi şi perfecţionări de construcţii de maşini-unelte. R. P. Ungaria, a fost prezentă cu 30 întreprinderi de comerţ exterior pe 3.635 m². Standurile ramurei pentru tehnica de automatizare şi de electrotehnică au constituit punctele de atracţie esenţiale. În total 175 întreprinderi industriale maghiare au prezentat la Leipzig programul lor de export. R. P. Bulgaria a prezentat bunuri de consum şi produse tehnice pe 2.290 m². R. S. Jugoslavia a prezentat o gamă importantă de maşini-unelte; R. D. Vietnam, R.P.D. Coreeană şi Republica Cuba au organizat expoziţii colective în Holul 16 al Parcului Expoziţiei. Expoziţia R. D. Vietnam de ani de zile prezintă oferte din ce în ce mai importante la Tîrgul de la Leipzig. R. P. Albania a fost reprezentată printr-un serviciu la Tîrg. Ţările în curs de dezvoltare folosesc din ce în ce mai mult Tîrgul de la Leipzig ca pe un centru important pentru dezvoltarea relaţiilor lor comerciale. Aceasta s-a manifestat, printre altele, prin faptul că aceste ţări au sporit suprafaţa de expunere cu 15% faţă de Ediţia de Primăvară 1970. În total au participat 27 ţări în curs de dezvoltare, din care 20 cu expoziţii colective oficiale. Rep. Arabă Unită, Siria, Irak, Algeria, Sudan, Ceylon, India, Chile au prezentat un interesant sortiment de produse tipice ale industriei lor tinere.

Chile şi-a mărit suprafaţa de expunere de peste 2 ori faţă de Ediţia de primăvară 1970. India, cea mai mare expozantă dintre ţările de peste mări şi-a mărit suprafaţa de expoziţie cu 1/3 faţă de anul trecut.

Dintre ţările capitaliste, 27 ţări ocupă în total o suprafaţă de expunere de 61.800 m². Cu toate că 3 ramuri tehnice au fost transferate la Tîrgul de toamnă, Finlanda, Franţa, Italia, Japonia, Ţările de Jos, Suedia şi Elveţia au ocupat o suprafaţă mai mare decît la Tîrgul de toamnă din 1970. Japonia şi-a dublat suprafaţa sa de expunere. Importante firme ale Marii Britanii, Austriei, R.F.G., Belgiei, Danemarcei şi S.U.A. participă la Tîrg.

Reprezentarea marilor uniuni economice şi industriale ale diferitelor ţări a fost lărgită. Uniunea Franceză a Electrotehnicii a fost reprezentată de 1.250 întreprinderi din această branşă. Din 10 case comerciale mai importante japoneze, 9 au prezenţe la Tîrg. Institutul Naţional pentru Comerţul Exterior al Italiei (ICE) a organizat standuri comune pentru un mare număr de firme italiene în mai multe ramuri. Firma Mitsui Seiki Sumitome din Japonia a participat cu instalaţii industriale şi de maşini grele; Marubeni Iida cu maşini textile; Fischer şi Atelierele Charmille din Suedia cu maşini-unelte şi Digital Equipment (Echipament Numeric) din S.U.A. cu instalaţii de tratare a informaţiei.

Industria R.D.G. a fost reprezentată la Tîrgul de primăvară 1971 prin 4.213 întreprinderi. Ea a prezentat pe o suprafaţă de aproximativ 246.000 m² un sortiment de înaltă calitate, care reflectă succesele economiei socialiste planificate a R.D.G.

90% din piesele constitutive de diferite tipuri sînt asemănătoare şi tehnica de calcul permite alegerea variantei de construcţie celei mai favorabile în funcţie de utilizarea prevăzută.

Industria R.D.G. a dovedit, de asemenea, capacitatea sa în 22 ramuri ale bunurilor de consum. În afara noutăţilor şi perfecţionărilor au fost prezentate produse de export foarte apreciate, mai ales în ramura textilelor şi a îmbrăcămintei, a aparatelor menajere, aparatelor de radio şi televizor, instrumentelor muzicale, a jucăriilor, a sticlei şi porţelanului. În Palatul Tîrgului, întreprinderile din R.D.G. au ocupat o suprafaţă de expoziţie de 60.000 m².

Şi în acest an a avut loc un bogat program de manifestaţii ştiinţifice şi tehnice. Astfel s-a adus o contribuţie preţioasă la dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii, la compararea nivelurilor ştiinţifice şi tehnice şi schimbului de experienţă la un nivel internaţional. Acest program s-a compus din congrese şi simpozioane organizate de către Camera de Tehnică, Uniunea Inginerilor din R.D.G.; pe de altă parte expozanţii au ţinut conferinţe specializate la care au prezentat produse noi, procedee şi tehnologii noi.

În total au avut loc circa 150 conferinţe de acest gen. În acest an s-a constatat sporirea interesului suscitat prin expunerile referitoare la produse, din care peste jumătate au fost prezentate de expozanţi străini.

Conferinţele referitoare la industria R.D.G. au tratat mai ales probleme privind construcţiile de maşini grele, metalurgia şi construcţia de clădiri.

Marele interes al programului de manifestaţii ştiinţifice şi tehnice a fost subliniat de numărul mare de oameni de ştiinţă, tehnicieni, ingineri, care au participat la Congrese, simpozioane, expuneri.

Ediţia de primăvară 1971 a Tîrgului de la Leipzig atît ca loc de comerţ mondial şi centru de comerţ est-vest şi de comparare a performanţelor ştiinţifice şi tehnice internaţionale va impulsiona atît comerţul internaţional cît şi dezvoltarea viitoare a ştiinţei şi tehnicii şi va servi în acelaşi timp înţelegerii şi cooperării paşnice dintre popoare.

Ing. *M. Dumitriu*

VEB Schwermaschinenbau Karl Liebknecht la Tîrgul din Leipzig 1971

Combinatul pentru construcţia de maşini grele Karl Liebknecht din Magdeburg este una dintre întreprinderile fruntaşe din RDG în ceea ce priveşte producţia de motoare diesel şi instalaţii chimice. SKL este astăzi cel mai mare producător din Europa de motoare diesel din clasa de putere mijlocie. Combinatul exportă motoare diesel în 42 ţări din 4 continente. Din programul de producţie fac parte motoare diesel şi agregate cu motoare diesel pentru instalaţiile navelor, pentru locomotive şi pentru utilizări staţionare în domeniul de putere 30...9 000 CP.

Dintre exponatele SKL la Tîrgul de primăvară din Leipzig au reţinut atenţia cele ce urmează :

Agregat diesel-electric 6 VD 26/20 A—1/600 kVA

Unitatea de putere este motorul comprimat al seriei nou dezvoltate VD 26/20 A—1.

Instalaţia poate fi alcătuită cu unul sau mai multe motoare fiind posibil să fie folosită complet sau parţial automatizată pentru producerea energiei electrice pe nave sau în condiţii terestre.

Motorul diesel este de turaţie medie cu înaltă putere specifică.

Datele tehnice ale agregatelor sînt :

Tipul agregatului	6 VD 26/20 A 1/SSED 588—6V	
Puterea de durată (I) a motorului diesel	720 CP	960 CP
Turaţia motorului	1000 rot/min	1000 rot/min
Nr. de cilindri	6	6
Presiunea medie efectivă	13,22 kgf/cm^2	16,5 kgf/cm^2
Viteza medie a pistonului	8,67 m/s	8,67 m/s
Consumul specific de combustibil	160 g/CPh+5%	160 g/CPh−5%
Generatorul	600 kVA	

Agregat cu motor diesel pentru foraj

Motorul diesel 6 VD 18/18 AL—1 fabricat la Elbewerkes Rosslau este de 508 CP la 1500 rot/min, cu o presiune medie efectivă de 16 kgf/cm^2. El are o redusă greutate la CP, gabarite mici, durabilitate mare şi redusă necesitate de întreţinere.

Prin armare cu diferite subansambluri şi înlocuirea altora, agregatul poate fi folosit şi la : locomotive, nave, maşini rutiere, agregate electrice, maşini de tracţiune, staţii de forţă, pompe, compresoare şi suflante.

Centrala diesel de forţă 1480 kVA

Instalaţia poate fi combinată pentru a realiza mai multe tipuri de agregate pentru centrală.

Astfel :

Motor diesel 8 NVD 48—2 cu generator SSED 719—14 730 kVA.

Motor diesel 8 NVD 36—A—2 cu generator SSED 639—12 v 500 kVA.

Motor diesel 6 NVD 26 A—2 cu generator SSED 508—8 250 kVA.

Motoarele diesel cuprind un sistem de răcire central şi pot fi cuplate în paralel la o reţea.

Capsularea întregului mecanism de distribuţie pentru toate agregatele conduce la o reducere substanţială a operaţiilor de întreţinere.

S-a prevăzut o posibilitate de a livra instalaţii complete, pentru utilizarea prin combinarea a trei tipuri de agregate ca şi prin completarea cu instalaţii anexe ca de pildă schimbătoare de căldură, răcitoare de ulei, pompe pentru apa de răcire, rezervoare de combustibil, butelii cu aer de pornire şi compresor de aer pentru pornire.

Instalaţii de propulsie cu motor diesel pentru traulere

Cea mai mare parte a acestor instalaţii au ca element central un motor diesel naval SKL de tipul 8ND 48 A—2 de 1320 CP la 428 rot/min, ataşat elicei prin intermediul unui cuplaj Spiroflex şi al unei transmisii principale coaxiale.

Pentru antrenarea celor trei generatoare electrice (unul de curent continuu şi două de curent alternativ) de putere totală 480 kW, necesară instalaţiilor de preparare a peştelui, se foloseşte o transmisie secundară care se poate cupla de cea principală printr-un cuplaj electromagnetic.

Întreaga instalaţie poate fi controlată central printr-un sistem de avertizare şi supraveghere.

A.C.

„Baukema" la Tîrgul de primăvară din Leipzig

La Tîrgul de primăvară din Leipzig de la 14 la 23 martie 1971 ramura industrială din R.D.G. „*baukema*" (maşini pentru construcţii, materiale de construcţii şi ceramică) a prezentat un bogat sortiment de sisteme mecanice de înaltă productivitate, instalaţii complete şi maşini separate cu mare randament pentru industria de construcţii, materiale de construcţii şi ceramică. Întreprinderile reunite în asociaţia „baukema" au prezentat 64 exponate, printre care 26 de tipuri noi sau modernizate şi 15 machete.

S-a oferit o privire de ansamblu asupra sistemelor de maşini pentru construcţia de autostrăzi şi şosele şi s-au făcut demonstraţii de funcţionare a sistemelor de maşini moderne pentru terasamente, fundaţii, prepararea şi turnarea amestecurilor bituminoase ca şi pentru întreţinerea drumurilor, cu ajutorul exponatelor sau machetelor.

Excavatoarele hidraulice NOBAS modernizate cu un mare număr de utilaje auxiliare, motogrederul de 120 HP tip SHM 4 şi cilindrul compresor cu vibrator pentru remorcat SVAW 12 sînt cîteva din produsele de bază din sistemul de maşini „Erdbau" (terasament). Pentru executarea fundaţiei la autostrăzi şi şosele, industria de maşini de construcţii din R.D.G. oferă un agregat compus din motogrederul de 100 CP tip SHM 3 şi cilindrul compresor tractat cu vibrator SVAW 8 şi SVAW 25.

Instalaţia de preparare teltomat V—S cu o capacitate de 100 t/h amestecuri bituminoase pentru construcţia de drumuri a fost cel mai mare exponat şi formează împreună cu transportorul de bitum BTS 11 şi transportorul de motorină HTS 11 D, sistemul „Aufbereitung" (preparare).

Trei exponate au demonstrat modul de funcţionare a sistemului de maşini „baukema" pentru turnarea amestecurilor bituminoase în construcţia modernă de şosele : maşina de executat învelitori de şosele, modernizată, de înaltă productivitate — SSF 5 ; compresorul cu pneuri SGW 16 şi cilindrul compresor tandem cu vibrator SVRW 30. Cu acest agregat se obţine o mare precizie la nivelare şi compresiune în construcţia învelişurilor de asfalt neporos.

Maşina de tăiat bancheta URM 70 şi autovehiculul de reparat şosele SUR 2 asigură în cadrul sistemului „Unterhaltung" (întreţinere) o întreţinere şi o reparare raţională a autostrăzilor şi şoselelor.

Ramura industrială ,,baukema" a prezentat exponate ale sistemului de maşini pentru industria de construcţii şi materiale de construcţii ca şi pentru prepararea, compactarea şi transportul betonului precum şi pentru construcţii monolitice după procedeul cofrajelor-tunel.

Malaxoare cu acţiune forţată, cu o capacitate a cuvei de amestecare de 250, 500 şi 100 l, printre care malaxoare rotative MR de 500/l acţionate cu motor diesel şi instalaţii de aburire, malaxoare-tambur basculante şi instalaţia completă de amestecare MA 500 care asigură prepararea economică a betoanelor pe şantiere mici şi mari.

Dintre sistemele de maşini ,,Betonverdichtung" (,,Compactarea betoanelor") ,,baukema" au fost expuse mese vibratoare modernizate şi vibratoare exterioare şi interioare, care şi-au dovedit eficacitatea în multe cazuri. Dintre acestea face parte şi vibratorul interior A 3000 cu care a fost compactat betonul pentru turnul TV din Berlin, noua clădire turn a Universităţii din Leipzig şi multe alte construcţii înalte din R.D.G.

Cofrajele tunel şi cofrajele fronton din cadrul sistemului de maşini pentru procedeul cu cofraje-tunel, o nouă tehnologie a construcţiilor monolitice industriale precum şi o pompă de beton cu multiple aplicaţii din cadrul sistemului ,,Transport von Beton" (transportul betonului) completează sortimentul de sisteme de maşini expuse. Sînt prezentate de asemenea şi exponate separate, ca de exemplu instalaţii de transport pentru prefabricate din beton, şi instalaţia nouă de fabricat elemente cu goluri pentru zidărie HBST 1200, care a trezit interesul numeroşilor specialişti constructori din diferite ţări.

Machete, grafice şi exponate separate din cadrul sistemului de maşini pentru industria ceramicii brute şi fine caracterizează imaginea oferită de expoziţia ,,baukema".

Din sistemul de maşini pentru fabricarea de farfurii au fost prezentate o linie tehnologică pentru farfurii K/DTeA 2 cu două staţii de formare şi linia de înaltă productivitate, pentru glazurarea vaselor plane. O moară cu tambur pentru măcinare umedă modernizată şi o presă-filtru K/FPY 800 cu deschidere automată a camerelor caracterizează randamentul întregului sistem de maşini pentru prepararea masei ceramice.

15 machete de instalaţii complete şi sisteme de maşini au demonstrat sortimentul bogat al industriei de maşini de construcţii, materiale de construcţii şi ceramică, industria de sisteme de maşini necesare în construcţia de autostrăzi şi şosele, industria de panouri prefabricate şi utilaje pentru procedeul cofrajelor-tunel în construcţia urbanistică modernă, sortimentul de linii tehnologice pentru cărămidă şi tuburi ceramice precum şi uzine de vase de porţelan.

Tîrgul de primăvară din Leipzig 1971 a oferit posibilitatea unei vaste informări asupra dezvoltării dinamice şi asupra noilor produse oferite de industria constructoare de maşini din R.D.G.

E. Ştefănescu

,,TAKRAF" la tîrgul din Leipzig 1971

Diferitele întreprinderi grupate în TAKRAF au fost prezente la tîrgul de primăvară din Leipzig 1971 cu multe produse noi, dintre care s-au remarcat cele consemnate în continuare.

Întreprinderea Zemag Zeitz — ,,ADK 200". Ca o completare a seriei de macarale rotative pe roţi, s-a realizat modelul ,,ADK200" cu o putere de ridicare de 20 tone. Avînd o acţionare complet hidraulică, macaraua corespunde celui mai înalt nivel al tehnicei. Braţul telescopic se poate manevra sub sarcină. Viteza mare de transport dă posibilitatea schimbării rapide a locului de lucru. Macaraua ADK 200 este sprijinită hidraulic şi poate fi deservită de o singură persoană.

Acţionarea la toate roţile o face utilizabilă şi pe terenuri accidentate.

Întreprinderea Kranbau Eberswalde. Macara rotativă cu coloane-bloc complet portală, cu consolă mobilă în plan vertical 16|20/30 tone × 32/25, 16 m ,,Sokol". Model de macara dezvoltat după cele mai moderne soluţii serveşte la transportul materialelor sau pieselor mărunte. Cu un magnet de ridicat pot fi ridicate şi deşeuri metalice. Domeniul de utilizare se măreşte datorită unei trepte de sarcini grele. Execuţia cu coloane-bloc prezintă avantajul faţă de construcţia cu pivot, de a poseda o greutate proprie redusă, deci sarcini mai mici pe roţi. Avînd viteză mare de lucru, are şi o economie ridicată în operaţia de încărcare-descărcare. Ea poate fi înzestrată cu un sistem de transport continuu (benzi de transport, buncăre).

Schwermaschinenbau S.M. Kirow-Leipzig. O încoronare a producţiei la ,,S. M. Kirow" este macaraua cu pivot pe vagon ,,EDK 2000". Ea satisface toate cerinţele administraţiilor de cale ferată. Fără multe lucrări pregătitoare e oricînd la dispoziţie. Sarcina maximă de ridicare = 250 tone. Cu un braţ maxim de 21 m se mai pot ridica 60 tone. Cu aceasta s-a avut în vedere dezvoltarea vehiculelor pe şine şi cerinţele de transport ale căilor ferate.

VEB ,,Förderanlagebau Köthen a prezentat ,,dispozitivul de răsturnat zgură" (haldă) pentru răsturnare de grohotiş (material mărunt, zgură etc.) pe terenuri de depozitare, scoatere de minereuri. Combinat cu un dispozitiv pentru bandă transportoare, rentabilitatea unor astfel de instalaţii începe la 150 t/ha. Utilizări : porturi (încărcări şi descărcări), centrale termice ,metalurgice etc. Raza de acţiune = 19,5 m, la înălţimea de 9,5 m.

Saalfelder Hebezeugbau a prezentat ,,Regalstapelgerät SGF 1120" (instalaţie de stivuire). Aceasta completează modelele de 160, 320 şi 630 kgf.

Încarcă în etaje sau pe plan orizontal ; nu posedă cabină, ci comandă electronică cu cartele perforate, care dirijează depunerea şi scoaterea paletelor. Este destinată pentru toate depozitele de piese izolate ; ridică la 12 m, viteza reglabilă de la 40... 125 m/min, sarcina ridicată 1120 kgf. Are dispozitive de siguranţă, ca întrerupător de capăt de linie şi protecţie a personalului contra accidentelor.

Saalfelder Hebenzeugbau ,,Regalbediengerät BFG 1120". Este produsul final al seriei de modele 160, 320, 630 şi 1120 kgf. Merge pe o şină mijlocie, fiind sprijinit la partea superioară prin role. O a 2-a variantă posedă o cabină cuplată cu vehiculul de ridicare. Operatorul din cabină comandă operaţiile de etajare etc. Se foloseşte la toate depozitele de piese mari. Ridică la 12 m, o furcă telescopică, ridică paletele de 800 × × 1200 mm (1120 kgf). Viteza 40... 125 m/min. Are dispozitive de siguranţă.

Fördertechnik Freital ,,Kammerschleuse". Datorită camerei-ecluză se face posibil ca la transportul pneumatic mişcarea grohotişului să se producă prin influenţa greutăţii între două sisteme cu presiuni diferite.

Dispozitivul se poate utiliza atît la instalaţiile pneumatice de transport prin presiune şi anume pentru predarea materialului cît şi la scoaterea materialului în cazul transportului prin aspiraţie. Faţă de vechile construcţii, dispozitivul se remarcă prin pierderi reduse de aer, prin utilizarea la diferenţe mai mari de presiune, prin posibilitatea de a transporta materiale agresive provocînd uzură timpurie şi materiale plastificabile. Prin combinaţia cu unele piese secundare se poate realiza transportul prin scurgere sau prin împingere.

Fördertechnik Freital ,,Filtru pentru curăţat aerul prăfuit". Cu acest filtru de buncăre se curăţă aerul plin de praf produs la transportul pneumatic în buncăre, silozuri şi alţi recipienţi.

Filtrul se aşază cu baza sa (servind pentru intrarea aerului prăfuit) direct pe o escavaţie a capacului recipientului astfel că aerul prăfuit ajunge din recipient direct în interiorul filtrului.

Eventual se pot monta conducte de la mai mulţi recipienţi spre filtrul unui buncăr.

Firma Gresse & Co., Wittenberg ,,Distribuitor automat pentru recipienţi de 10 ţoli cu suspensia într-un punct. A fost dezvoltat din vechile macarale din porturi cu schimbarea variabilă a recipienţilor de 10 ţoli. E înzestrat cu o suspensie într-un singur punct. Rama de bază este prevăzută cu colţuri ISO. Patru cilindri de lucru hidraulici fixează ,,spreaderul" la recipient cu ajutorul axelor rotative. Acţionarea şi elementele de comandă sînt în mijlocul ramei de bază, fiind protejate contra avarierilor mecanice.

Firma Gresse & Co, Wittenberg ,,Distribuitor de deplasare a recipienţilor de 10 şi 20 ţoli. Prevăzut în special pentru industrii cu recipienţi puţini. Se suspendă într-un punct la macarale cu cîrlige existente. Reglajul centrului de greutate se face manual. În părţile laterale ale ramei de bază sînt prevăzute braţe rotative care se pot manevra manual în poziţiile potrivite pentru recipienţi de 10 sau 20 ţoli. Legăturile spreaderului cu recipientul se realizează prin 4 pivoţi rotativi manipulabili prin cablu.

VEB Schmalkaldener Kranbau. Macaralele pentru încărcatul barelor şi ţevilor se utilizează acolo unde vin în consideraţie cantităţi mai mari (depozite ale marilor întreprinderi). Pentru o bună vizibilitate cabina manipulantului se găseşte exact deasupra sistemului de suspensie. Mişcarea verticală se produce printr-o coloană telescop de conducere. Utilizabil pentru materiale pînă la 34 m lungime şi sarcini pînă la 12,5 tone. Se pot furniza la cerere şi variante.

VEB Schwermaschinenbau VTA-Leipzig. Pentru cantităţi mai reduse s-a dezvoltat dispozitivul de sortare ,,Absortiergerät ESB 241'', acţionat prin baterie electrică. Utilizabil pentru căi (spaţii) deosebit de înguste. Manipulantul amplasat pe macara comandă toate mişcările de mers şi ridicare. Poate deservi pînă la înălţimea de 4,50 m. Sarcina utilă 240 kgf. Conţine o paletă care introduce sau scoate materialul din raft.

VEB Hemawerk Luisenthal — Macara-punte de 12,5 tone. Seria acestor macarale a trecut de la 8 la 12,5 tone.

Astfel se lărgeşte domeniul ei de utilizare. Construcţia cu o suspensie reprezintă o reducere de material şi de preţ şi face posibilă evoluţia ei spre sarcini tot mai mari, avînd în vedere şi înălţimea redusă a macaralei.

Alte produse în dezvoltare

VEB Kranbau Eberswalde a prezentat modelul de macara portală ,,Forelle'' care reprezintă un grad de standardizare de 74%. Se garantează astfel o înlocuire uşoară şi rapidă a pieselor uzate. Prin măsuri moderne de construcţie s-au obţiunt sarcini minime pe roţi. Forţa de ridicare s-a adaptat sarcinilor, reducîndu-se cheltuielile de exploatare. Poate fi folosită de la regiunea arctică pînă la cea subtropicală. Viteza de lucru s-a adaptat unei exploatări rapide de încărcare-descărcare.

VEB Kranbau Eberswalde : Macaraua portală ,,Delphine'', dezvoltată în special pentru porturi maritime pentru trepte de sarcină, înzestrată atît cu graifăr cu motor, cît şi cu electromagnet, macaraua are comandă electrică de precizie cu gamă largă de reglaj care o face adaptabilă la sarcinile variate din porturi.

Dimensiunile orizontale reduse permit lucrul mai multor macarale la aceeaşi navă, reducîndu-se timpul de încărcare-descărcare. Ungerea automată a elementelor de acţionare orînduite în sistem-bloc reduce cheltuielile de întreţinere.

VEB Schwermaschinenbau S. M. Kirow — Leipzig — MDK 400 cu braţ normal. Cunoscuta MDK 160/1 este amenajată cu un camion perfecţionat pe 4 axe. Se obţin astfel sarcini reduse pe axe şi o mobilitate superioară de mers şi manevrare pe teren. Forţa de ridicare = 40 tone. Diferitele execuţii de braţe oferă multiple posibilităţi de utilizare.

VEB Schwermaschinenbau S. M. Kirow — Leipzig : Instalaţie de transport a navelor cu ascensor hidraulic. Execuţie perfecţionată corespunzătoare scopului instalaţiilor de transport ale navelor înzestrate cu lift hidraulic. Acesta prezintă avantajul celui mai restrîns spaţiu. Apoi împotmolirea în nămol sau nisip este aproape exclusă. Cu ajutorul unui ,,slip'' transversal şi al unui lift se pot usca un număr mare de nave. Astfel se măreşte randamentul de lucru la multe şantiere navale de reparaţii.

VEB Maschinen-und Apparatebau Landsberg. Încărcător ,,Tip SL IV pentru Containere. Complet mecanizat, serveşte la încărcarea cu saci şi alte sarcini unitare în fabricile de ciment, de îngrăşăminte, mori etc. Prin sănii şi alte dispozitive, sarcinile aduse de benzile transportoare sînt ridicate pe banda braţului oscilant şi încărcate în vagoane, autocamioane, containere sau nave.

Se execută în două variante. Banda braţului oscilant poate fi realizată în ambele cazuri fără trepte.

Execuţia standard este pentru 380 V, dar la cerere se execută şi pentru 220 V sau 500 V. Acţionarea benzilor cu o lăţime de 650 mm se produce prin tamburi electrici cu benzi Viteza benzii = 1,31 m/s.

Ing. *M. Constantin*

Tîrgul internaţional de primăvară de la Brno

În luna martie a.c., Legaţia comercială a R. S. Cehoslovace la Bucureşti a organizat o conferinţă de presă cu prilejul deschiderii Tîrgului internaţional de la Brno care va avea loc între 18—25 aprilie. În expunerile şi materialele prezentate s-a menţionat că datorită rezultatelor remarcabile obţinute ca urmare a organizării în 1965 a expoziţiilor anuale de contractare şi care în anul 1969 s-au bucurat de o participare internaţională deosebită, în anul 1970 aceste expoziţii s-au transformat în Tîrg internaţional.

Cea de a doua ediţie a Tîrgului internaţional de primăvară de mărfuri de larg consum, ce se va deschide la Brno, devine un centru puternic vizitat de lucrătorii şi specialiştii din domeniul producţiei şi schimburilor de mărfuri de larg consum, recunoscut pe plan mondial, capătă o deosebită importanţă, la fel ca şi Tîrgul tradiţional al produselor industriei construcţiilor de maşini, care se ţine în fiecare toamnă la Brno.

Tîrgul va fi organizat pe branşe, dintre care se disting grupele : articole de sticlă, ceramică, porţelan, corpuri de iluminat, bijuterii, ceramică sanitară şi de construcţie, porţelanuri ; pielărie, încălţăminte, galanterie de piele, marochinărie şi blănuri ; textile şi accesorii printre care : materiale textile de lînă, bumbac, in şi mătase, confecţii, tricotaje ; mobilă, stofe de mobilă, accesorii pentru locuinţe ; instrumente muzicale, aparate de radio, televizoare, magnetofoane ; produse cu caracter de consum din industria chimică, inclusiv articole din mase plastice de uz casnic, parfumerie, cosmetică ; produse ale industriei alimentare ; produse diverse, incluzînd vase şi ustensile de menaj, aparate electrocasnice, jucării, rechizite de birou, galanterie, articole de sport, ceasornice, arme de sport şi de vînătoare, motociclete, biciclete etc. ; materiale de construcţii şi barăci, materiale şi instalaţii pentru construcţia de locuinţe, tîmplărie pentru construcţii şi altele.

Întreaga expoziţie va fi amenajată pe o suprafaţă de circa 74 000 m^2. În anul 1970 au fost prezente la Tîrg cu produsele lor 438 de firme indigene şi străine din 28 de ţări. La Tîrgul din anul acesta pînă la începutul lunii martie şi-au anunţat participarea 400 de firme din 31 de ţări.

Întreprinderea TÎRGURILE DIN BRNO va asigura valorificarea informaţiilor tehnice, în care scop organizează în timpul tîrgului un program tehnic, pentru ca specialiştii să fie informaţi mai bine asupra inovaţiilor tehnice şi ştiinţifice din sectorul respectiv. Dintre zilele tehnice programate se menţionează : ziua industriei textile, ziua industriei confecţiilor, ziua industriei mobilei, ziua încălzirii locuinţelor, ziua tehnicii de iluminat.

Aceste acţiuni vor fi organizate sub forma unor întîlniri cu caracter de schimb de experienţă. Pe lîngă aceasta unele firme din străinătate vor organiza conferinţe tehnice în legătură cu produsele şi cu tehnologia proceselor de fabricaţie, simposioane independente, adică zile ale diferitelor firme participante. Un larg schimb de experienţă între experţi, atît din punct de vedere al producţiei, cît şi din punct de vedere al folosirii produselor va contribui în mare măsură la dezvoltarea în continuare a producţiei şi la îmbogăţirea sortimentului acestor mărfuri.

Dintre exponatele prezentate de întreprinderile din R. S. Cehoslovacă se va remarca : Expoziţia întreprinderii ARTIA care va prezenta interes pentru produsele tehnicii de reproducere SUPRAPHON. Din îndelungata tradiţie a industriei textile rezultă un sortiment bogat de produse din această ramură ; produse textile, confecţii, covoare etc. Întreprinderea de comerţ exterior CENTROTEX, care are în specificul ei aceste produse, întreţine legături comerciale cu majoritatea ţărilor din lume, ceea ce demonstrează atît interesul pe plan mondial pentru aceste mărfuri, cît şi nivelul lor calitativ. Porţelanurile cehoslovace, prezentate la Tîrg de întreprinderea de comerţ exterior KERAMIKA, la fel ca şi articolele de cristal pe care le vor expune întreprinderile de comerţ exterior SKLOEXPORT, vor constitui un punct de atracţie. Expoziţia întreprinderii EXICO va prezenta peste 1 000 noi modele de încălţăminte. În pavilionul întreprinderii CHEMAPOL, pe lîngă diferite produse chimice, se vor prezenta articole cosmetice, mijloace de întreţinere auto şi fotomateriale. Tehnica de pompare a uzinelor SIGMA se va prezenta cu un bogat sortiment de produse din acest sector, destinate celor mai felurite întrebuinţări, ca de exemplu pompele pentru instalaţiile de încălzire centrală, pentru uzinele de apă casnice etc.

Produsele industriei alimentare din expoziţia întreprinderii KOOSPOL, precum şi mobila prezentată de întreprinderea de comerţ exterior LIGNA, vor prezenta interes pentru vizitatori şi îndeosebi pentru specialişti. Printre aparatele electrocasnice şi reşourile de gaze, expoziţia MERCURIA SHOW 71 va oferi mărfurile tradiţionale şi unele produse noi, ca de exemplu, un tip nou de maşină de spălat cu tobă şi altele. Cel mai mare expozant din Cehoslovacia, întreprinderea PRAGOEXPORT va prezenta din programul său de export cîteva mii de articole, dintre care cîteva sute articole de sport, rechizite de birou, articole de uz casnic şi pentru folosirea utilă a timpului liber.

Tîrgul de produse de larg consum din primăvara acestui an de la Brno va contribui la stabilirea de noi relaţii comerciale şi profesionale, la dezvoltarea colaborării economice între state.

Ing. *M. Dumitriu*

Informaţie

Conferinţa naţională de tehnologii neconvenţionale în prelucrarea metalelor — CNTN — 71

Între 14 şi 16 octombrie 1971, la Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timişoara, Facultatea de mecanică, se va desfăşura „Conferinţa naţională de tehnologii neconvenţionale în prelucrarea metalelor CNTN—71".

Conferinţa, organizată de Ministerul Învăţămîntului şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini are ca obiect prelucrarea dimensională prin eroziune.

În cadrul conferinţei, prima cu acest caracter organizată în România, vor fi prezentate de către cercetători din ţară şi din străinătate peste 50 de referate cu caracter fundamental şi aplicativ privind prelucrarea dimensională prin eroziune electrică, electrochimică, cu plasmă, cu flux de electroni sau ioni, cu laseri, cu ajutorul oscilaţiilor ultrasonice, precum şi alte metode de prelucrare înrudite din punctul de vedere al fenomenelor fundamentale, al utilajului şi tehnologiei de prelucrare. S-a propus ca părţile esenţiale ale referatelor să fie prezentate de autori timp de 10 minute, rezervîndu-se cît mai mult timp discuţiilor.

Referatele ce se vor prezenta vor fi tipărite şi difuzate participanţilor înainte de începerea lucrării conferinţei.

Lucrările conferinţei se vor desfăşura pe secţii de specialitate, organizîndu-se şi şedinţe comune, mese rotunde, precum şi alte acţiuni care să permită un larg schimb de informaţii între participanţi.

Cu prilejul conferinţei se intenţionează şi organizarea unei expoziţii cuprinzînd realizări tehnice (utilaje, aparatură, produse caracteristice), prospecte şi publicaţii de specialitate din domeniul prelucrării prin eroziune.

Întreaga corespondenţă privind informaţiile detaliate asupra desfăşurării conferinţei, precum şi cererile de participare, se vor expedia pe adresa: Comitetul de organizare al CNTN—71, Preşedinte prof. dr. ing. Aurel Nanu, Facultatea de mecanică, Bd. Mihai Viteazul nr. 1, Timişoara.

Revista revistelor

Materialprüfung

nr. 12/1970

Rettig, H.: Problme privind durata de viaţă a elementelor de construcţie din domeniul elastico-plastic.

Krisch, A., Hussmann, W.: Măsurări de temperatură la probe de rezilienţă de diferite lăţimi.

Degenkolbe, I., Müsgen, B.: Studiul factorilor de influenţă privind comportarea în producerea rupturii la încercarea de flexiune a rezilienţelor ascuţite.

Eckermann, E.: Examinări la osiile din spate ale automobilelor din punct de vedere al probelor rezistenţei de material efectuate.

Brevig, I.: Viscozimetrii noi de rotaţie cu gradient ridicat de viteză utilizaţi în exemplul de măsurare a viscozităţii uleiurilor de motoare la temperaturi joase.

Matolcsy, M.: Contribuţie privind comportarea faţă de obosire a aliajelor Al Zn Mg Ti.

Andreae, G.: Influenţa încărcării capacitive asupra preciziunii punţilor de măsurat alungirea cu ajutorul frecvenţei purtătoare.

Maschinenwelt

nr. 12/1970

Weiler, H.: Îngrijirea maşinilor-unelte.

Enke Chr. Gg.: Noutăţi din tehnica materialelor (metalelor).

Möller, H.: Polytetrafluoretilena — un nou material pentru industria electrotehnică şi construcţia de maşini.

Jeffs, E.: Forjarea precisă prin utilizarea glazurilor.

Pötschke, H.: Noutăţi (de maşini-unelte) la „IHA" — 1970 (Expoziţia internaţională de maşini-unelte Hannovra).

Maschinenmarkt

nr. 106/1970

Rudolph, W.: Sudură semimecanizată cu electrozi — bară.

Keller, K.: Fontă cu grafit de rezistenţă superioară pentru piese nitrurate.

Radtke, H.: Limitele ambutisării obiectelor în formă de vas, fără dispozitiv de reţinere în jos.

Reinsch, H.: Curăţirea economică a podelelor industriale.

nr. 107/108 — 1970

Herholz, H.: Prelucrarea datelor fără mistică şi secrete.

Ewald, R.: Creşterea încrederii în comenzi.

Bláha, J.: Formarea modelelor la pompele elicoidale.

Sterling, W. K.: Rafturi după sistemul modular în depozite.

Hänsch, W.: Sudura cu gaz şi praf metalic. Un procedeu pentru aplicarea unor materiale rezistente la uzură. Producţia sporită prin arzătorul cu mai mulţi electrozi — W. I. G.

Ahlborn, H.: O punte între prefabricate şi ştiinţă.

Hebberling, H.: Cum se combat „focarele de rugină"?

Reitmann, H.: În care cazuri şi care arcuri în construcţia maşinilor-unelte. Arcuri spirale, arcuri-farfurie şi arcuri „elastomer" au domeniile de utilizare limitate.

Caspers, H.: Calitatea produselor de turnătorie. Probe prin sondaj şi importanţa lor la aprecierea calităţii.

Schimpke, H. şi *Sander, E.*: Compensarea calorică la maşinile-unelte.

Reinsch, H.: Legături prin lipire cu materiale antiadezive.

Pollack, A.: Procedee de stropire cu presiune în scopul curăţirii în industrie.

Grosser, D.: Răzuirea mecanică a suprafeţelor de alunecare.

Gh. C.

Academicianul Henri Coandă

Angajată ferm și conștient pe calea promovării noului și a cuceririlor științei și tehnicii în toate ramurile economiei naționale, România socialistă se preocupă constant de organizarea judicioasă a cercetării științifice, de valorificarea superioară și în termene scurte a capacității de creație a geniului românesc.

Orientarea activității de cercetare și creație științifică și tehnică spre sectoarele prioritare ale științei și determinante pentru mersul înainte al societății noastre face parte integrantă din politica științifică pe care partidul și statul nostru o desfășoară neabătut într-o ambianță care întrunește adeziunea unanimă a întregului popor.

În acest context general, cercetarea științifică din țara noastră constituie o problemă de stat și, de aceea, planificarea, organizarea, încadrarea cu specialiști și dotarea cu mijloacele tehnice, precum și execuția, au un caracter științific și sînt cuprinse în planul general de dezvoltare a economiei naționale.

Parte integrantă a poporului, intelectualitatea, oamenii de știință, cercetătorii, proiectanții, se bucură de o atenție continuă, competentă și multilaterală din partea conducerii de partid și de stat și contribuie cu toată ființa lor, alături de toți oamenii muncii, la dezvoltarea economiei și științei românești, la înscrierea României pe orbita țărilor industrializate, civilizate și culte.

Onorînd pe oamenii muncii, pe oamenii de știință, pe creatorii bunurilor materiale și spirituale, partidul nostru se onorează pe sine, pentru că politica sa înțeleaptă găsește mediu favorabil tocmai în această forță pe care o reprezintă poporul.

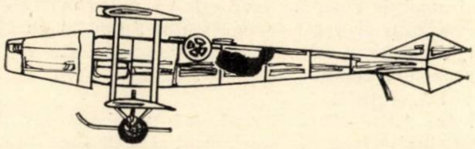
Sînt multe exemplele de apreciere făcute la adresa muncii și a creației specialiștilor noștri.

Unul dintre ultimele evenimente a fost ocazionat de revenirea definitivă în țară a savantului român Henri Coandă, și, cu această ocazie, recunoștința oamenilor de știință a fost marcată semnificativ într-un pasaj din telegrama adresată tovarășului Nicolae Ceaușescu de membrii Academiei R. S. R. în care se spunea : ,,Membrii Academiei Republicii Socialiste România, întruniți în Adunarea generală, consacrată dezbaterii în sesiune științifică ,,Efectul Coandă și aplicațiile lui", precum și alegerii savantului Henri Coandă ca membru titular al Academiei își îndreaptă gîndul lor plin de recunoștință către Partidul Comunist Român, către dumneavoastră personal, conducător încercat al partidului și statului, pentru grija ce o purtați dezvoltării științei în patria noastră socialistă".

Consiliul de Stat, prin decret, a conferit savantului Henri Coandă funcția de consilier al Consiliului de Stat cu rang de ministru, iar Adunarea generală a Academiei Republicii Socialiste România l-a ales în unanimitate membru titular al Academiei.

În cuvîntul de deschidere a ședinței publice, prin care se anunța alegerea savantului Henri Coandă ca membru titular al Academiei R. S. R. președintele acesteia a spus : Votul de astăzi al Adunării generale a Academiei, în urma căruia deveniți membru titular al celui mai înalt for științific al țării, nu constituie numai un act de adîncă prețuire a remarcabilelor dumneavoastră realizări în domeniul științei și tehnicii, ci și o cinstire a geniului inventiv al poporului nostru, care de secole se manifestă cu strălucire în istoria culturii omenirii".

Am enumerat cîteva fapte care demonstrează că savantul Henri Coandă a căpătat această înaltă apreciere, tocmai pentru că realizările lui își au izvorul în geniul poporului român din care se trage, pe care l-a onorat cu fapte mari, înscrise cu litere de aur în istoria științei și tehnicii universale, popor pe care nu l-a uitat niciodată și căruia acum, în amurgul unei vieți active și foarte bogate în acte de creație, îi închină cu respect realizările, experiența și inteligența sa prodigioasă.



Din activitatea savantului Henri Coandă, este destul de greu să alegi, dar pentru că există cîteva momente culminante, mă voi opri asupra acestora, încercînd să le prezint în ceea ce au ele mai semnificativ. Înainte însă, consider că sînt utile cîteva date asupra personalității sale — date culese, o parte din documente oficiale, iar altă parte, și cele mai însemnate, aflate direct de la savant, cu ocazia unor discuții cu care am fost onorat. Cunoscînd chiar numai o parte din realizările sale, este imposibil să nu constați cîteva trăsături, și anume : pregătirea și preocupările sale multilaterale, puterea de muncă, dorința vie de investigare și cunoaștere, spiritul deosebit de inventiv și înclinația către lucruri concrete, utile semenilor săi. Sutele de invenții al căror autor sau coautor este, realizate în locuri și condiții diferite, începînd cu primul avion cu reacție, prima sa realizare epocală, și pînă astăzi, cînd savantul studiază la planșetă și dorește să dea răspuns problemelor încă necunoscute, susțin faptic personalitatea completă și în același timp foarte sinceră a savantului.

Multilateral înzestrat, Henri Coandă, nu s-a limitat numai la domeniul tehnic, ci a avut și alte preocupări. Astfel, a studiat sculptura cu marele Auguste Rodin, care îl socotea foarte talentat, și a luat lecții de violoncel. Poate că pe lîngă realizările lui tehnice și științifice de care vorbim acum cu atîta mîndrie, am fi întîlnit și o lucrare de sculptură de talia ,,Coloana infinitului", sau una muzicală de genul ,,Rapsodia română", ambele creații ale compatrioților săi contemporani, Constantin Brîncuși și George Enescu, dacă fractura unei mîini n-ar fi pus capăt acestor preocupări.

S-a născut la 7 iunie 1886 la București și are rădăcini adînci în neamul românesc, mergînd pînă la Tudor Vladimirescu și Iancu Jianu, ca fiu al generalului Constantin Coandă, eminentă personalitate a vieții politice, militare și științifice, a primelor trei decenii ale secolului nostru.

Savantul poartă o adîncă venerație tatălui său, pe care-l considera ca pe cel mai mare prieten pe care l-a avut și despre care crede că trebuie să se vorbească totdeauna, înainte de a se menționa realizările sale.

Tînărul Coandă a urmat școala primară și apoi liceul Sf. Sava, unde a făcut doar trei clase, la București. În anul 1900 a fost înscris la Liceul militar din Iași, pe care l-a terminat ca șef de promoție. A continuat învățămîntul militar și a devenit ofițer de artilerie.

Atras prin vocație de științele tehnice, el nu se mulțumește cu cunoștințele acumulate în țară și pleacă în străinătate, unde studiază mecanica la ,,Technische Hochschule" din Charlottenburg, urmează cursurile Universității din Liège și ale Institutului de electrotehnică din Montefiore. În continuare se înscrie la Școla superioară de aeronautică din Paris, ale cărei cursuri le termină strălucit în anul 1909, în fruntea primei promoții a acestei școli.

Pentru o mai bună înțelegere, atît a activității savantului, cît și a importanței realizărilor sale pentru știință și tehnică, îmi voi lua libertatea, fără a produce vreo impietare, de a prezenta patru ,,momente", de fapt patru etape mari, de realizări.

Primul moment, l-aș numi acela al abundenței de idei și de forță ale savantului, cînd talentul și geniul său s-au manifestat din plin, în multiple și variate domenii, din care s-au detașat clar realizările în domeniul aviației și dintre acestea realizarea primului avion cu reacție din lume.

Nu avea 14 ani împliniți cînd a născocit o secerătoare-treierătoare, un fel de combină, pusă în mișcare de aripile unei mori de vînt. La vîrsta de 19 ani a construit în atelierele Arsenalului armatei de pe Dealul Spirei macheta unui avion propulsat de o rachetă, ceea ce dovedeşte că de timpuriu îl preocupa tehnica reactivă, în care avea să se manifeste atît de strălucit.

Între 1910—1912 inventează un dispozitiv de lansare a torpilelor aeriene. Nu trece mult şi realizează un aparat cronofotografic pentru înregistrarea deplasărilor de aer în jurul corpilor fuzelaţi.

În 1914, Coandă inventează primul tun fără recul, destinat a fi folosit pe avion.

Pentru a învinge criza în ce priveşte tabla de fier, Coandă imaginează rezervoare de benzină şi de petrol din beton.

În 1918 concepe case prefabricate din elemente tip. El a realizat în acest scop o maşină care proiecta o compoziţie de beton încălzită pe nişte panouri mobile. Invenţia a avut succes şi Coandă a primit medalii de aur la expoziţiile din Paris, Nisa, Bruxelles, Padova etc.

Cu prilejul uneia dintre revenirile sale în patrie, Coandă a pus la punct un procedeu de prospectare a petrolului.

Cu uriaşa putere de muncă ce-l caracterizează, Coandă pune la punct şi ,,un cuptor solar'' pentru ,,produs apă dulce din apă de mare''. Pentru a separa sarea de apă, Coandă voia să utilizeze energia solară. O oglindă de 15 m^2 urma s-o capteze în focarul ei, pentru a distila 1 500 l apă pe zi, folosind circa 30—40 de calorii pentru producerea unui litru de apă dulce, ceea ce corespunde unei cantităţi de benzină inferioară celei dintr-o brichetă.

Realizarea cea mare, ce avea să aducă onoare savantului şi ţării româneşti, o reprezintă ,,PRIMUL AVION CU REACŢIE DIN LUME—COANDĂ 1910'' a cărui machetă se găseşte astăzi la loc de cinste în ,,Muzeul aerului'' de la Paris.

În luna octombrie 1910, cu prilejul celui de al doilea Salon Aeronautic de la Paris, un afiş desenat de mîna lui Coandă lansează, pentru prima dată în lume, denumirea de ,,turbopropulsor'' dată ultimului său tip de aeroplan, pe care-l prezintă la această expoziţie. ,,AVIONUL FĂRĂ ELICE'' DE ATUNCI, ESTE, DE FAPT, PREMERGĂTORUL AVIOANELOR TURBOREACTOARE DIN ZILELE NOASTRE.

Turbo-propulsorul lui Coandă a stîrnit un mare interes. Este interesantă relatarea recentă a savantului Coandă despre această realizare. ,,Avionul meu a fost plasat la Salon, la intrarea de onoare, în partea dreaptă şi făcea pereche cu avionul lui Farman. Concepţia avionului, forma lui au stîrnit nedumerire, vizitatorii, văzîndu-l fără elice, îl considerau neterminat''. Referitor la primul zbor al avionului, care a avut loc cu 2 luni mai tîrziu, la 10 decembrie 1910, redăm cele spuse de însuşi autorul zborului :

,,Era în 10 decembrie 1910. Eu nu intenţionam să zbor cu avionul în acea zi, ci numai să controlez modul cum funcţionează jetul în apropierea solului. Însă atunci cînd m-am urcat în avion, căldura, de la cele două jeturi, propagîndu-se spre înapoi, ajungea în cantitate mare spre mine... Fiindu-mi frică să nu ia foc aeroplanul, am dat toată atenţia pentru a ajusta jetul motorului şi nu mi-am dat seama că avionul luase viteză. Atunci am privit în faţă, zidurile Parisului veneau drept spre mine şi nu mai aveam spaţiu pentru a opri sau vira, aşa încît am fost forţat să zbor deasupra lor. Eu însă nu învăţasem să zbor şi maşina mea era nouă şi deosebită de aceea a epocii. Am făcut o urcare abruptă şi am aterizat. Aripa stîngă s-a aplecat şi aeroplanul meu s-a sfărîmat de pămînt. Nefiind legat am fost aruncat peste sfărîmături. Avionul meu ardea la cîţiva metri mai departe''.

DEŞI NU LI S-AU DAT PREA MARE IMPORTANŢA ATUNCI, ACESTE ÎNCERCĂRI PREMERGEAU TOTUŞI AVIAŢIA CU REACTIE CU 30—40 ANI, IAR ZBORUL LUI HENRI COANDĂ FUSESE PRIMUL CU UN APARAT CU REACŢIE.

Am întrebat pe savant, dacă nu i-a creat nemulţumire faptul că deşi inventat în 1910, avionul cu reacţie s-a realizat pe scară industrială de abia după 30 de ani.

,,Da! M-a nemulţumit întîrzierea din 1910 pînă s-a realizat primul avion cu reacţie, dar cînd am văzut că se foloseşte în război, parcă mi-a trecut supărarea''.

Compatrioţii şi comtemporanii apreciază plenar această realizare şi asistăm acum, cînd se împlinesc 60 de ani de la acele memorabile zile, la o serie de manifestări ştiinţifice şi jubiliare legate de acest eveniment.

Marele merit al lui Coandă constă în noutăţile aduse în construcţia aparatului său. Astfel a introdus aripa cu fantă ; a dispus aripile în seschiplan (biplan la care anvergura aripii inferioare este egală cu 5/6 din anvergura aripii superioare), inovaţie care a fost aplicată în mod curent abia în anii 1918—1920 ; a folosit, primul, placajul ca îmbrăcăminte a aripilor şi a fuselajului în locul pînzei cauciucate ; a camuflat, parţial, în aripa inferioară, cele două roţi, creînd prima tentativă de escamotare a trenului de aterizare ; a plasat rezervorul de benzină, pentru prima dată în aripa superioară a cărei grosime permitea aceasta.

Contemporanii, specialişti sau simpli îndrăgostiţi de aviaţie, l-au elogiat şi l-au situat pe locul pe care-l merită în galeria valorilor cu mare strălucire din aviaţie.

Inginerul Gustav Eiffel, privindu-i şi admirîndu-i aparatul, nemaiputîndu-se stăpîni, l-a bătut prieteneşte pe umăr spunîndu-i ,,Păcat băiete, că te-ai născut cu 30 de ani, dacă nu cu 50 de ani, prea devreme''.

În recenzia sa asupra celui de-al II-lea Salon Internaţional de Aeronautică de la Paris, comentatorul revistei germane ,,Zeitschrift für Flugtechnik und Motor — Luftfahrt'' scria despre avionul lui Coandă''.... un biplan, care a trezit mult interes la Salonul Internaţional de Aeronautică a fost expus de Dl. Coandă... Caracteristica cea mai remarcabilă a biplanului Coandă o constituie înlocuirea elicei cu o elice turbină. Avantajele acestei elice constau în aceea că are un diametru mai mic şi că este complet inclusă într-un canal uşor conic, fiind astfel mai bine protejată decît o elice ordinară. Cercetările D-lui Coandă au stabilit în plus că eficacitatea elicei-turbină este mai mare decît a celor mai perfecţionate elice actuale''.

George Espitalier, directorul revistei ,,La Technique Aéronautique'', făcea următoarele aprecieri asupra avionului Coandă 1910 : ,,Aeroplanul Coandă este unul dintre rarele aparate în care totul este nou, iar modul judicios şi raţional prin care inventatorul său iese din făgaşele drumului bătut în această direcţie, pentru a înfrunta riscurile lucrului inedit, este un motiv destul de puternic spre a ne decide să examinăm cu atenţie mijloacele pe care inventatorul le foloseşte în construcţia sa...''.

Acelaşi autor, mai departe, spune : ,,Cea mai mare ingeniozitate creatoare Dl. Coandă a dovedit-o desigur în concepţia acestui propulsor. În lipsa încercărilor definitive, care să îngăduie a preciza randamentul aparatului, nu putem spune întrucît acest sistem ar putea înlocui elicea în propulsia aeriană, totuşi D-lui Coandă nu i se micşorează meritul de a fi abordat problema aceasta sub un unghi nou şi de a-i fi indicat cea mai elegantă soluţie''.

Prioritatea lui Coandă în ceea ce priveşte invenţia avionului cu reacţie este în prezent recunoscută pretutindeni. Revista ,,Interavia'' în numărul său din iunie 1953 insera : ,,Avionul Coandă 1910 a fost precursorul lui Caproni-Campini, primul avion cu reacţie dinainte de război. Englezul Whittle, germanul Heinkel, vor putea protesta, revendicînd prioritatea primului motor cu reacţie ; în legătură cu aceasta, noi considerăm însă necesar a reaminti adevărul istoric al lui ,,Coandă — 1910''.

Andre Bié, bibliotecar la Muzeul Aerului din Paris, publica în revista ,,Aviation Magazin'' nr. 160 din 1955 articolul ,,Primul avion turbopropulsat din lume'' în care se spunea : ,,Aeroplanul Coandă, prezentat la Salonul Internaţional de Aeronautică din 1910, unde a fost extrem de remarcat, este un veritabil exemplar de avangardă..Totul era nou în aparatul vopsit în roşu închis, expus în luna octombrie 1910, sub cupolele luminoase ale lui ,,Grand Palais'' ...Dacă aspectul exterior al aparatului Coandă, grosimea şi rigiditatea aripilor sale, feluritele îmbunătăţiri introduse constituiau un ansamblu de inovaţii îndrăzneţe pentru acea epocă, sistemul de propulsie era el singur — o adevărată revoluţie, atît ca principiu cît şi ca aplicare. În acest punct al aparatului său, constructorul a desfăşurat cea mai mare ingeniozitate creatoare. Problema a fost abordată sub un unghi deosebit de interesant, iar soluţia chiar dacă nu ar fi dat imediat rezultatele scontate, permitea, pentru viitor, cele mai strălucite speranţe''.

În introducerea cărţii ,,The Jet Aircraft of the World'' publicată la Londra în anul 1955 autorii Green şi Gross recunosc că primul avion aeroreactiv din lume este cel expus de Coandă în 1910 la Salonul Internaţional de Aeronautică din Paris.

Deci „Aeroreactorul Coandă — 1910” a zburat cu 30 ani înainte ca Whittle, Campini şi Heinkel să fi construit avioanele lor.

Al doilea moment Coandă, îl constituie etapa de maturizare ca inginer constructor. Prin talentul său de creator şi de organizator, realizează, începînd cu ianuarie 1912, un număr mare de avioane la Filton în Anglia — avioane din care o parte au fost cumpărate şi de statul român.

La firma Bristol, Coandă se distinge prin proiectarea unor avioane originale monoplane, biplane, biplane cu două locuri şi hidroavioane, precum şi prin perfecţionarea altor avioane proiectate de alţi constructori. În această perioadă H. Coandă aduce o serie de noutăţi printre care, scaune côté à côté, introducerea fuselajelor lungi, transformarea unor avioane monoloc în avioane biloc, aripile inegale ca anvergură, montarea comenzilor duble şi folosirea rezervoarelor suplimentare de combustibil la avioanele militare, adaptarea flotoarelor în locul roţilor.

Activitatea foarte fecundă pe care a avut-o la conducerea firmei atrage după sine aprecieri elogioase. Astfel, specialistul Denis Lefevre — Toussaint declara: „Se poate într-adevăr afirma că Henri Coandă a fost cel care a dat avînt casei „Bristol”, astăzi una dintre uzinele aeronautice de prim rang din lume”.

Cel de-al treilea moment Coandă este — în fapt — legat de primul. În timpul primului zbor cu avionul — după cum povesteşte autorul — a observat că jeturile de flăcări se prelingeau pe lîngă fuselaj.

Această observaţie a fost consemnată de autorul ei după circa un sfert de veac în brevetul francez nr. 792750 din 8 octombrie 1934, sub denumirea de „Procedeu şi dispozitiv pentru a devia o vînă de fluid care pătrunde în alt fluid”. Invenţia a fost brevetată ulterior şi în România, sub brevetul românesc nr. 24 376 din 4 octombrie 1935.

Această invenţie, cunoscută în literatură sub denumirea de „efectul Coandă”, a fost teoretizată ulterior de Albert Métral, în lucrarea care a apărut în 1939, sub denumirea: „Un phénomène de déviation des veines fluides et ses applications” (Asupra unui fenomen de deviaţie a vînelor fluide şi aplicaţiile sale) şi ulterior de către marele aerodinamician Theodore von Kármán.

„Efectul Coandă” a fost denumit de profesorul Albert Métral cheia care se referă la noul cîmp de fluide denumit de el — „amplificator de fluide”.

În rezumat, „efectul Coandă” se realizează atunci cînd un gaz, ori în general un fluid aflat sub presiune, iese dintr-un volum printr-o fantă a cărei deschidere se îndepărtează de la direcţia de ieşire a gazului, fie în mod continuu de-a lungul unui profil curb, fie în mod discontinuu de-a lungul unui profil poligonal constituit din faţete, masa de gaz care iese manifestă tendinţa de a se lipi de peretele prelungit al deschiderii, antrenînd astfel o masă suplimentară de gaz sau de fluid ambiant.

Analiza teoretică şi fizică a cercetării experimentale a demonstrat că efectul Coandă prezintă caracteristicile următoare:

— existenţa unei zone de depresiune pe extradosul voletului;

— deviaţia jetului în sensul voletului;

— mărirea vitezei curentului şi micşorarea corespunzătoare a presiunii statice.

Această descoperire a fost greu înţeleasă şi de abia mai tîrziu au început studii aplicative şi aprecieri făcute de către o serie de personalităţi ale vieţii ştiinţifice mondiale, astfel:

Prof. H. Valensi, de la Institutul de mecanică a fluidelor din Marsilia, a prezentat rezultatele unor cercetări preliminare care au fost efectuate în 1941 într-o suflerie mică de 20 . . . 40 m/s pe un model de aripă care poseda un volet de curbură prevăzut cu o fantă de suflaj Coandă şi care conducea la creşterea considerabilă a portanţei aripii, în cazul decolării şi aterizării.

Cercetătoarea franceză, M. Ribeyrolles, a dezvoltat aplicaţiile „efectului Coandă” la problema de aeraţie şi de pulverizare pneumatică a lichidelor, bazate pe brevetele inginerului român Henri Coandă.

L. A. Zalmanzon de la Institutul de telemecanică din Moscova a studiat probleme care privesc studiul elementelor pneumatice cu jeturi, a căror acţiune se bazează pe folosirea proprietăţilor scurgerilor la perete, îmbinat cu o altă serie de efecte hidroaerodinamice.

Cercetătorul american H. Harry Stine de la o bază de tehnologie spaţială din S. U. A., care a lucrat cîţiva ani începînd din 1960 cu Henri Coandă, notează în articolul său intitulat; „Mintea născocitoare a lui Henri Coandă”, publicat în revista americană „Flying” din martie 1967, că: în dispozitivele şi schemele folosite în laboratoarele mai multor companii, moleculele de gaz sau de lichid se folosesc într-un fel analog aşa cum se utilizează electronii în amplificatoarele sau schemele de radio de fidelitate înaltă. În electronică, concepţia curentului electric este redată ca fiind similară cu aceea a unor curgeri de apă în timp ce tensiunea electrică este arătată ca fiind similară presiunii apei. Amplificatoarele fluide au făcut o realitate din această analogie. Dacă în amplificatoarele electronice electronii sînt folosiţi pentru a controla curgerea altor electroni, în amplificatoarele fluide datorită „efectului Coandă”, aerul este folosit pentru a controla scurgerea aerului. În plus, amplificatoarele fluide pot fi proiectate pentru a folosi orice fel de fluid incluzînd gaze, apă, ulei sau alcool”.

Revenirea definitivă în ţară şi intensificarea preocupărilor pentru aplicarea „efectului Coandă” în cele mai diverse domenii ale vieţii noastre economice, în paralel cu valorificarea în interesul ştiinţei, tehnicii şi economiei româneşti, mă încumet să spun că pot constitui cel mai recent moment Coandă. Intors în ţară, savantul simte cum bate inima poporului său la cea mai înaltă tensiune, constată o viaţă plină, dinamică şi modernă, aşa cum şi-a dorit întotdeauna şi pe acest temei se angajează ca împreună cu oameni de ştiinţă, cu ingineri, cu muncitori, „cu toţi care au idei şi vor să le valorifice spre folosul ţării româneşti”, cum îi place să spună şi sub îndrumarea plină de grijă a conducerii de partid şi de stat, să contribuie la ridicarea ştiinţei româneşti la nivelul la care tradiţia ne obligă, condiţiile materiale şi capacitatea de gîndire ne permit, şi ţara noastră civilizată ne cere.

Pentru acest lucru s-a edificat un program naţional prioritar, s-au preconizat o serie de măsuri organizatorice şi ştiinţifice, şi sîntem siguri că aceasta se va realiza.

Programul cuprinde studii, realizarea de modele şi instalaţii utile privind: filtroventilaţia; atenuarea de zgomot, transportul de materiale; perfecţionarea exploatării sondelor de mare adîncime, în partea finală a extracţiei.

*

Pentru faptele sale în domeniul ştiinţei şi tehnicii savantul H. Coandă a fost ales membru al mai multor academii şi societăţi şi a primit numeroase titluri şi distincţii.

Ţara noastră l-a apreciat corespunzător şi, în afara ultimelor acţiuni, în 1967, i s-a acordat titlul de Doctor Honoris Causa al Institutului politehnic din Bucureşti. În încheierea acestei scurte şi modeste prezentări aş vrea să prezint, prin însăşi părerea savantului, ceea ce cred eu că l-a caracterizat. La o întîlnire recentă cu specialişti români el spunea:

„Aş vrea să mă adresez mai mult tineretului, pentru că de el este legat, aşa cum se ştie, viitorul unei ţări. O calitate a omului mi se pare a fi foarte importantă, aceea de a persevera. Ceea ce este esenţial, este inteligenţa. Posibilităţile nelimitate ale inteligenţei umane se pot însă dezvolta numai printr-o continuă perseverenţă, pentru că numai ea împinge înainte gîndirea.

Omului de ştiinţă i se cere o muncă extraordinară pentru a crea. Creaţia îi dă în schimb posibilitatea de a reuşi. Dar acest lucru se poate face numai cu perseverenţă. Niciodată să nu uitaţi că a încerca nu este totul. Nu trebuie să lăsaţi niciodată la jumătatea drumului ceea ce aţi început, ci trebuie să mergeţi întotdeauna înainte pînă la capăt”.

*

Inginerii, tehnicienii, muncitorii, inventatorii români şi tineretul României socialiste pot învăţa şi din activitatea inginerului român Henri Coandă că o ţară se clădeşte prin muncă extraordinară, sistematică şi perseverentă.

General maior ing. *ŞTEFAN ISPAS*
Membru în Comitetul de Astronautică
al Academiei R.S.R.

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECȚIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese și imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu : piese de confecționat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).

Economie apreciabilă de timp și personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fișele de însoțire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREȚI DOCUMENTAȚIILE GRATUITE LA 201 Ro

ORMIG **1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 84-92**

DIAMANTUL — UN MINERAL MINUNAT !

Strălucirea și duritatea exclusivă a acestui mineral, de multă vreme au atras atenția omului. Uniunea Sovietică, în afara unei exploatări, cu succes, a celor mai bogate zăcăminte de diamante din Iakuția, dispune de o mare producție industrială a *diamantelor sintetice*. Folosirea lor este deosebit de eficace în prelucrarea materialelor dure și foarte dure, fragile și greu prelucrabile.

Fiecare carat al diamantelor sintetice sovietice, la utilizarea lor în industrie, dă o economie de la 25 la 80 ruble, iar în cazul prelucrării materialelor deosebit de dure și fragile, o economie de pînă la 200 ruble și peste. Sculele executate din pulbere de diamant, în prezent, sînt folosite în numeroase domenii de bază, după felul materialelor prelucrate :

Aliaje dure — Așchierea și netezirea sculelor așchietoare de toate tipurile, rectificarea (rotundă și plană) a plăcilor de aliaje dure, rectificarea fără vîrfuri, rectificarea filetului, rectificarea de profil etc.

Oțel, fontă, metale neferoase și aliajele lor — Rectificarea diferitelor suprafețe ale sculelor așchietoare și a altor scule din oțeluri rapide sau alte oțeluri pentru scule.

Așchierea și netezirea instrumentelor chirurgicale — Prelucrarea prin procedeul Honing a pieselor și produselor la care se cere o mare precizie și o mare acuratețe în prelucrarea suprafețelor cilindrice interioare.

Piatra și alte materiale analoge de construcții — Tăierea, rectificarea și lustruirea produselor din granit, marmoră, calcar, tuf, șist și din alte materiale, tăierea și sfredelirea betonului, betonului armat, a cărămizilor.

Materiale electrotehnice și radiotehnice — Tăierea, rectificarea și lustruirea tuturor pieselor din porțelan, cuarț, ferită, radioceramică, germaniu, siliciu.

Sticla — Tăierea, sfredelirea, șlefuirea superficială, centrarea ,fațetarea și lustruirea sticlei și a cristalului optic, tehnic.

Diamantul și pietrele prețioase — Prelucrarea briliantelor, chihlimbarului și a altor pietre prețioase cu diamante naturale.

ELBOR — un nou material abraziv sintetic, care cuprinde cele mai bune proprietăți ale diamantului, ale electrocorindonului și ale carburii de siliciu. *ELBOR* conține, ca și diamantul, o înaltă duritate și proprietăți abrazive și aproape aceeași termostabilitate ca și corindonul.

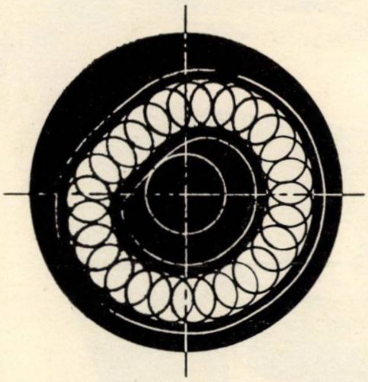
Sculele din *ELBOR* se folosesc la șlefuirea produselor din oțeluri călite cu o duritate de 4 RC 62—65, a căror prelucrare se efectuează foarte greu cu diamante sau scule abrazive obișnuite. La aceasta, cheltuielile specifice scad de 3—5 ori în comparație cu cele ale diamantului și aproape de 100 de ori în comparație cu sculele abrazive obișnuite.

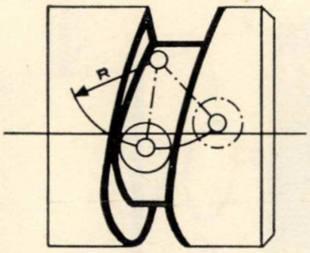
Despre toate acestea veți afla amănunte la conferințele care vor fi ținute de către specialiști sovietici, cu ocazia expoziției organizate de V/O „STANKOIMPORT'' la București între 18 și 20 mai, la Brașov între 22 și 25 mai și la Arad între 27 și 28 mai 1971.

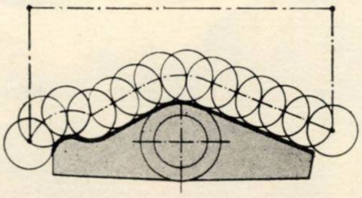
PUBLICOM

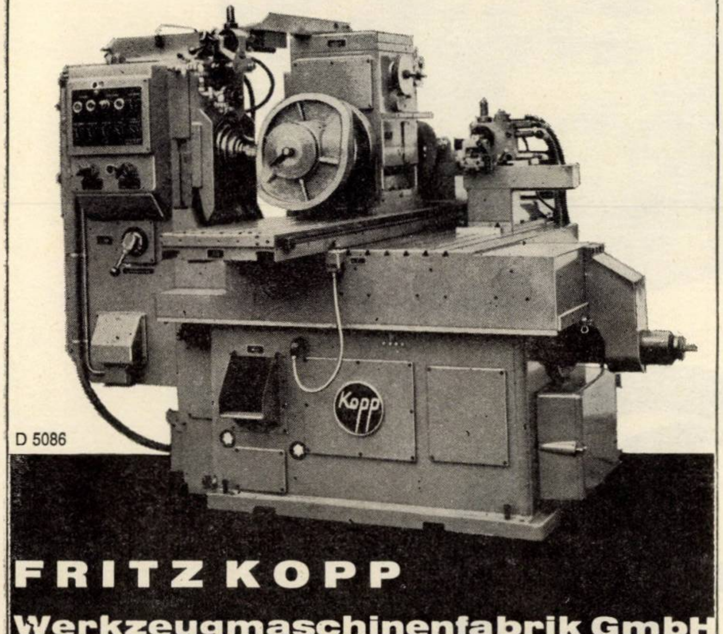
MAŞINA DE FREZAT ŞI DE COPIAT UNIVERSALĂ
Tip UKF3

Cu comandă hidraulică prin palpator şi cu program de lucru automatizat pentru frezarea camelor plane, a curbelor înfăşurătoare şi a camelor longitudinale.







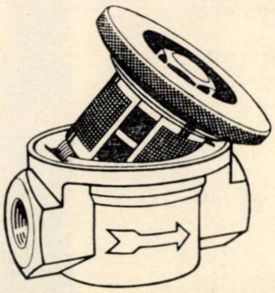


D 5086

FRITZ KOPP
Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
Neu-Ulm/Donau

PUBLICOM

MICRO S FILTER



Filtru mecanic magnetic cu rezistenţă superioară la uzură pentru circuite de lubrifianţi şi uleiuri în sisteme hidraulice

FILTRE AUTOMATE MAGNETICE

Filtre pentru fluide de răcire cu un înalt randament.

FILTERTECHNIK — MAGNETBAU
HEINRICH SOMMERMEYER KG
DDR 65 Gera. Wilhelm-Pieck-Str. 6

Exportator:
Technocommerz GmbH
DDR 108 Berlin, Taubenstr. 4—6
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

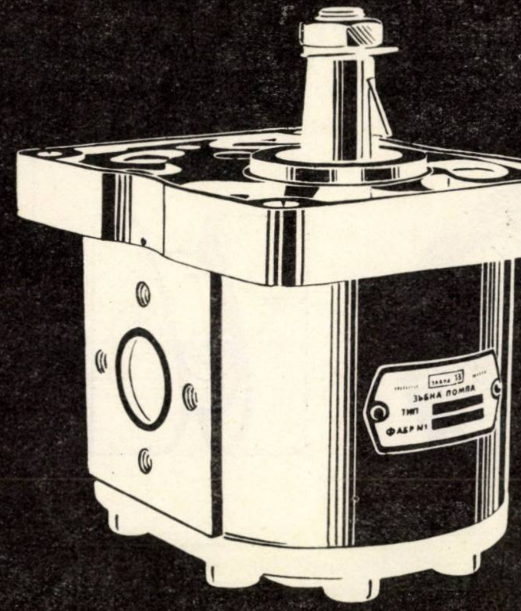
balkancar

SINONIM CU CALITATE SUPERIOARĂ !

Utilaj hidraulic şi pneumatic avînd un cîmp vast de aplicaţii :

- pompe şi motoare de presiune înaltă sau joasă presiune
- transmisii hidraulice
- vinciuri
- aparate de control şi de reglaj, distribuitoare
- filtre
- instrumente pneumatice de mînă
- dispozitive pneumatice pentru strunguri de metale.

Pentru orice informaţii sau cereri de ofertă detaliată, binevoiţi a vă adresa la :



BALKANCARIMPEX,
Direcţia „Export"
Bulgaria, Sofia
56, str. Alabine
Telex : 022386
Telegrame :Balkancarimpe :
Export Sofia

PUBLICOM

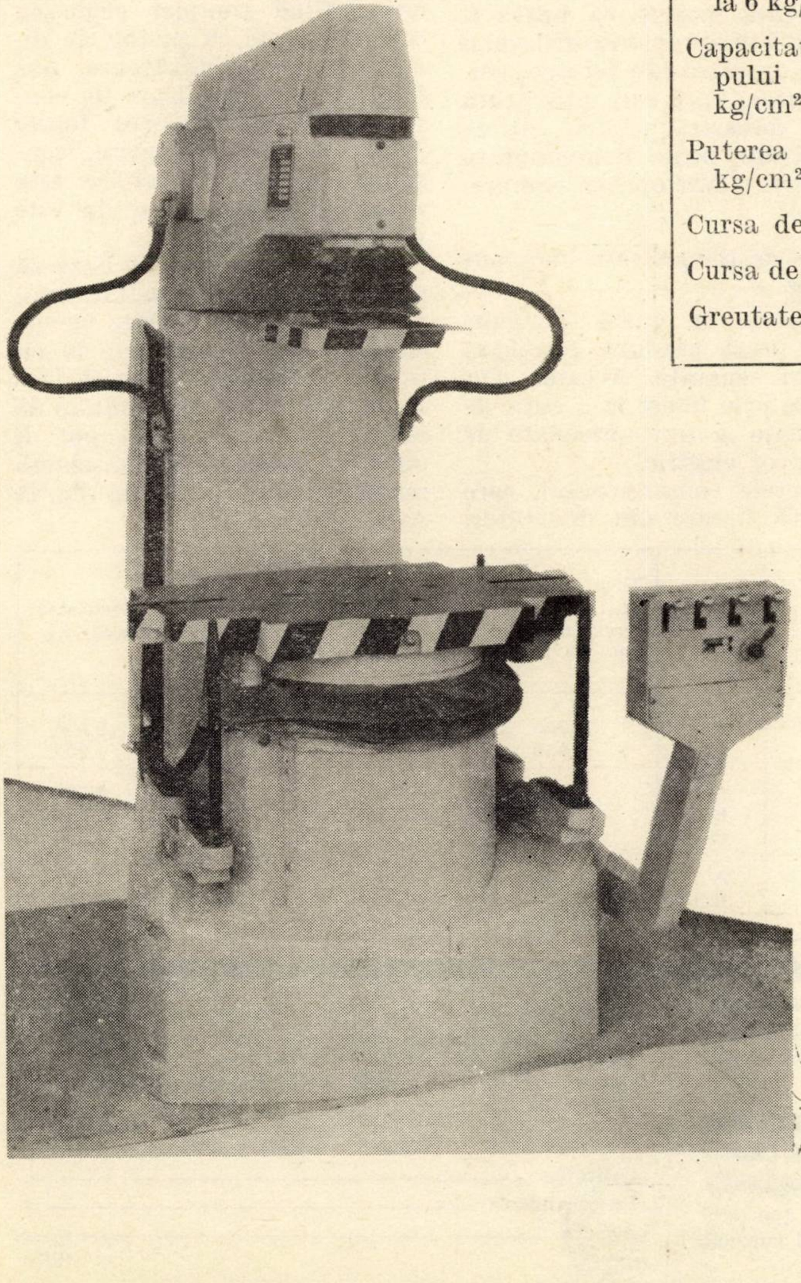
INTREPRINDEREA PENTRU COMERŢUL EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — POLONIA
Cutia poştală : 825
Telefon : 513 401
Telex : 31—416
Telegrame : CENTROZAP Katowice

Maşini de turnat prin scuturare şi presiune, Tip FKT-65 şi FKT-108

	FKT—65	FKT—108
Dimensiunile maxime ale formelor de turnare lungimea × lăţimea × înălţimea	max. 630 × 500 × 300 mm	max. 1100 × 900 × 400 mm
Distanţa între masă şi talerul de strîngere	max. 525 mm min. 325 mm	max. 640 mm min. 440 mm
Presiunea de lucru a aerului comprimat	6 kg/cm²	6 kg/cm²
Capacitatea efectivă a grupului de spălare a formei la 6 kg/cm²	225 kg	800 kg
Capacitatea efectivă a grupului de scuturare la 6 kg/cm²	300 kg	650 kg
Puterea de strîngere la 6 kg/cm²	7 500 kg	18 000 kg
Cursa de strîngere	100 mm	290 mm
Cursa de scoatere din formă	225 mm	290 mm
Greutatea maşinii	circa 1 300 kg	circa 3 700 kg



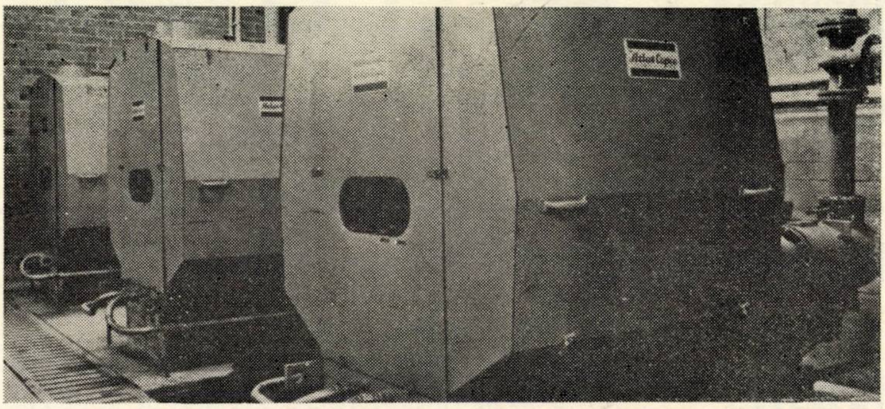
Scoaterea din forme se face cu ajutorul unui dispozitiv de încălzire şi răcire.

Maşina de turnat typ FKT—108 este adaptată pentru a fi încorporată la funcţionarea în ciclu automat.
Fabricăm, de asemenea, maşini de montat tip FKT—54 pentru forme cu dimensiunile de 500 × 400 × 150 mm

Fabricant : Dolnoslaskie Zaklady Metalurgiczne
DOZAMET
Nowa Sól — R.P. Polonă

PUBLICOM

Compresoare staţionare cu şurub pentru aer comprimat lipsit de ulei



Compresoarele ZR debitează aer comprimat complet lipsit de ulei şi în consecinţă sînt ideale pentru folosirea în industria chimică şi la producerea substanţelor farmaceutice. Chiar şi în cazul cînd nu există cerinţe speciale de aer lipsit de ulei, compresoarele ZR sînt de multe ori o soluţie alternativă avantajoasă graţie montării simplificate şi a spezelor de întreţinere reduse.

Maşinile pot fi livrate în trei dimensiuni, avînd capacităţi în intervalul de 15 — 56,6 m^3/min, cu o presiune maximă de regim de 8,8 kg/cm^2. Toate aceste trei modele sînt compresoare cu şurub cu două trepte cu funcţionare uscată şi cu răcire prin apă.

Montare simplă

Compresorul este livrat complet şi gata pentru a fi pus în exploatare. Compresorul şi motorul sînt montate pe un cadru (batiu) din oţel fabricat care cuprinde elemente de cauciuc, amortizoare de vibraţii.

Se va aşeza cadrul direct pe un planşeu solid şi se va racorda la reţele de alimentare cu aer şi cu apă şi se va conecta la reţeaua electrică. Nu este necesar să se toarne nici un fel de fundaţii de beton, astfel încît montarea este rapidă şi implică speze reduse. Pe de altă parte, este uşor să se deplaseze compresorul într-o nouă poziţie.

Nivel de sunet redus — lipsa vibraţiilor

Întreaga maşină este înconjurată de o carcasă ce amortizează vibraţiile. Nivelul sunetului nu va depăşi niciodată 85 decibeli. Aşa fiind, de multe ori nu va fi necesară o cameră specială pentru compresor şi în consecinţă maşina va putea fi montată în apropierea utilajului căruia urmează să-i debiteze aer.

Carcasa, care este prevăzută cu o fereastră pentru citirea aparatului, poate fi demontată cu uşurinţă fără oprirea compresorului.

Trepte de comprimare antrenate separat

Treptele de înaltă presiune şi de joasă presiune formează grupuri separate. Acestea sînt cuplate prin flanşe la o cutie de angrenaje şi sînt antrenate de un motor electric.

Treptele compresorului, care constă fiecare din doi rotori de oţel cu angrenare reciprocă, unul de antrenare şi unul antrenat, sînt conţinute într-o carcasă de rotor din fontă.

Reglaj automat

Compresorul este livrat cu un regulator electropneumatic.

Acest regulator alege funcţionarea semiautomată sau complet automată a compresorului, în funcţie de cererea efectivă de aer comprimat. Există şi o posibilitate de comandă manuală.

Dispozitive de siguranţă încorporate controlează funcţionarea şi oprirea compresorului în cazul unui deranjament.

Costuri de funcţionare reduse; întreţinere simplă

Compresoarele ZR sînt mult mai eficace decît compresoarele rotative de interval mediu obişnuite, fiind complet egale cu compresoarele cu piston de dimensiuni corespunzătoare. Aşa fiind, spezele implicate de consumul de energie sînt foarte joase. Pe de altă parte, consumul de apă de răcire este redus iar consumul de ulei este virtualmente nul.

Compresoarele ZR se bazează pe un sistem de moduli componenţi. Aşa fiind, toate piesele esenţiale pot fi înlocuite în cîteva ore. Treptele de joasă presiune, pompa pentru lichidul de răcire şi pentru ulei pot fi obţinute ca ansamble de schimb recondiţionate în uzină de la Atlas Copco.

Tipul	Tipul cutiei de angrenaje	Turaţia motorului de antrenare (frecvenţă de 50 Hz)	Refularea aerului atmosferic la 7 kgf/cm^2, m^3/min	Consum de curent electric la 7 kgf/cm^2, CP	Greutatea netă, kg
ZR3	A	2,950	18,1	149	2,000
	B	2,950	15	123	1,900
ZR4	A	1,470	35	271	3,200
	B	1,470	28,7	222	3,200
	C	1,470	22,8	178	3,000
ZR5	A	1,470	56,5	421	4,900
	B	1,470	45,8	336	4,750

Gama utilajelor industriale ale firmei Atlas Copco cuprinde: compresoare, scule pneumatice, utilaj pentru pulverizarea vopselei şi de sablare, armături.

Atlas Copco

Servicii de vînzare şi asistenţă tehnică în peste 100 ţări. Pentru a cere alte informaţii tehnice, se va folosi cuponul de răspuns:

Către: Atlas Copco AB, S-105 23 Stockholm, Suedia.
Vă rugăm să trimiteţi informaţii suplimentare relative la compresoarele ZR produse de firma Dvs.
Doresc aceste informaţii în: ☐ Engleză, ☐ Germană, ☐ Franceză.

Numele ________________
Calitatea ________________
Intreprinderea ________________
Adresa ________________

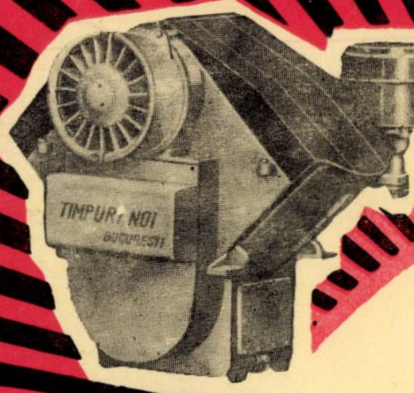
19/70

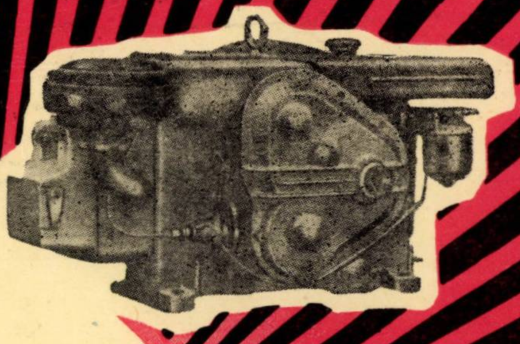
PUBLICOM

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

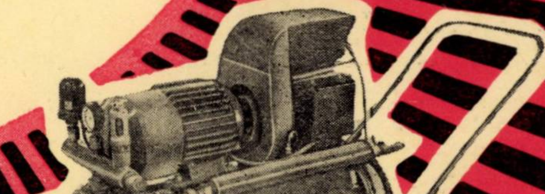
TIMPURI NOI

BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"



EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 – 35 KGF/CM² PENTRU

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

MARCĂ UZINA VULCAN BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

1971 JUL 2 8

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind intre 0.25 și 1 035 t/h și presiuni intre 8 și 195 kgf/cm^2, pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2.6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pină la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unități de pompare de 1.5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni intre 8 și 70 kgf/cm^2.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
București tel. 31.51.02

E 3279

REFERALVA

04

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ○ ANUL XXIII ● nr. 6 ● IUNIE 1971

FABRICA DE RULMENŢI
BÎRLAD

produce :

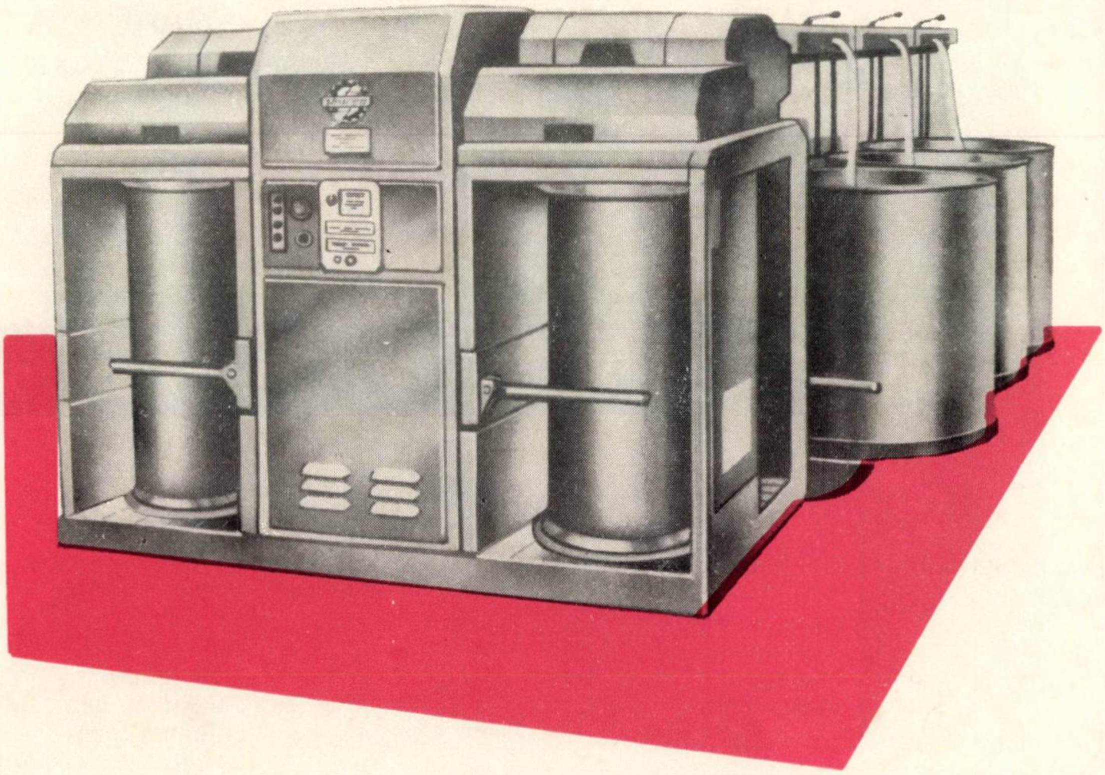
SORTIMENTE LARGI DIN RULMENŢII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu şi dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanţi cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenţi de construcţie specială ca:*
  rulmenţi radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători şi de marfă,
  rulmenţi pentru utilaj petrolier,
  rulmenţi pentru tractoare şi camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

uzina UNIREA Cluj

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m/min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

Maşina se execută după licenţa firmei INGOLSTADT—R.F G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele:

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat.
- piese de schimb pentru industria textilă

unirea

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAŢA 1 MAI NR. 2 TELEFON 229.10—TELEX 238

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI—BĂNEASA
STR EROU IANCU NICOLAE NR. 32, ROMÂNIA – BUCUREŞTI II TELEFON 33.38.30 – TELEX
011203 CONT VIRAMENT 300.60.200 BNRSR S. II.

băneasa

PIESE RADIO

- Rezistoare cu peliculă de carbon
- Rezistoare bobinate
- Termistoare
- Condensatoare polistiren
- Condensatoare poliester metalizat
- Condensatoare hîrtie metalizată
- Condensatoare hîrtie, pentru echipament auto
- Condensatoare hîrtie, pentru startere
- Condensatoare hîrtie, pentru antiparazitare
- Condensatoare hîrtie, pentru telefonie
- Condensatoare electrolitice normale
- Condensatoare electrolitice miniatură
- Condensatoare ceramice
- Cablaje imprimate

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

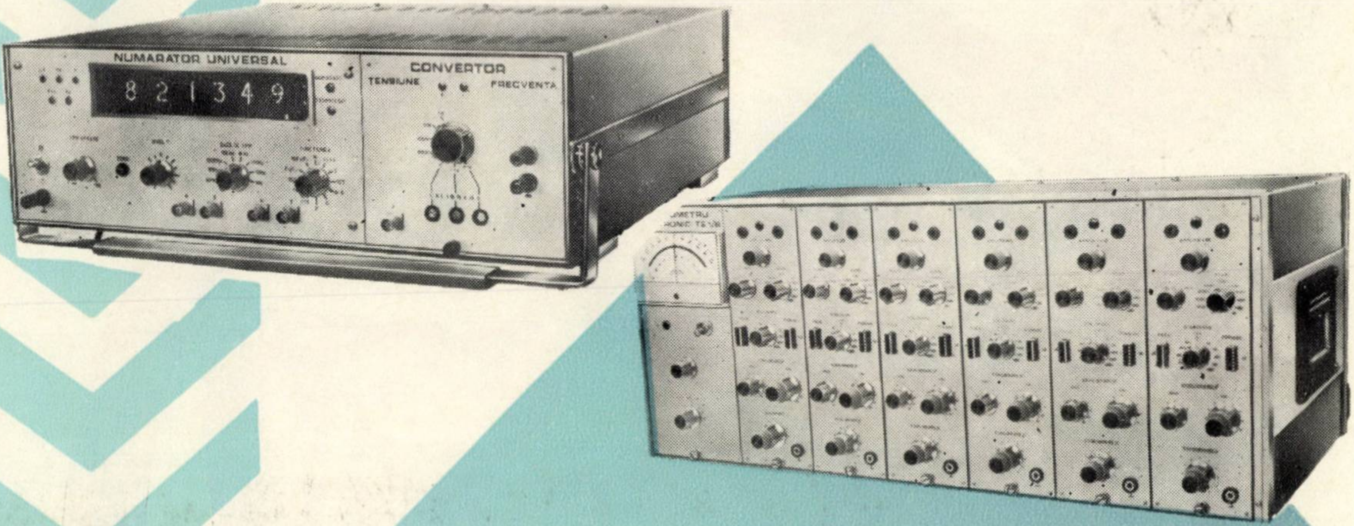
- Tranzistoare cu germaniu de joasă frecvenţă
  - de mică putere
  - de medie putere
  - de putere
- Tranzistoare cu germaniu de înaltă frecvenţă
  - de mică putere
  - drift
- Tranzistoare de putere
- Diode de semnal şi comutaţie cu contact punctiform
- Diode redresoare cu germaniu
- Diode redresoare cu siliciu
  - de mică putere
  - de putere
- Diode stabilizatoare de tensiune cu siliciu, de mică putere
- Fotodiode cu germaniu

I.P.R.S.
0,1MF±20%
0,047MF±20%
1000VCC
7.1969
I.P.R.S.
0,047MF±20%
350

Vă rugăm să consultaţi cataloagele noastre.
Cabinetul tehnic, telef. 33.38.30/152.

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI — BĂNEASA
CABINETUL TEHNIC ● STR. EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● BUCUREŞTI ● SECTORUL 2

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI PENTRU ELECTRONICĂ ŞI TEHNICĂ DE CALCUL

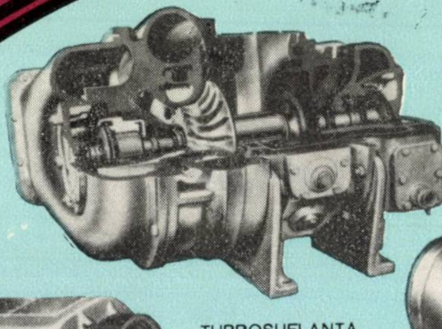


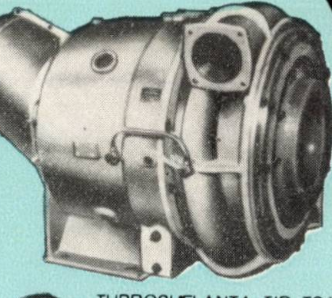
- Primeşte comenzi de cercetare şi proiectare pentru aparate şi echipamente electronice de laborator sau pentru industrie, din toate sectoarele economice.
- Execută studii tehnico-economice, modele experimentale şi prototipuri pentru:
  - — aparate electronice de măsurat mărimi electrice
  - — aparate electronice de măsurat mărimi neelectrice
  - — surse de alimentare
  - — echipamente de electronică industrială
  - — aparate electronice pentru medicină şi biologie
  - — echipamente de radiocomunicaţii
  - — piese de ferită.
- În centrul de calcul dotat cu echipament modern se execută la cerere programe în următoarele limbaje de programare:
  - — FORTRAN
  - — COBOL
  - — ASSIRIS.

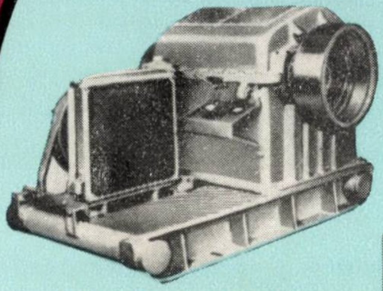
IETC

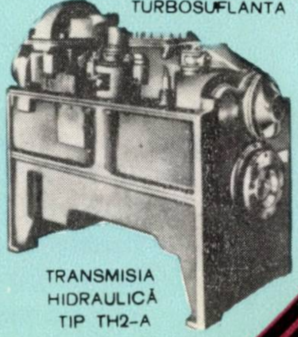
— Bucureşti, Bdul Kalinin nr. 18, Sector 1, Telefon 33.61.91 —

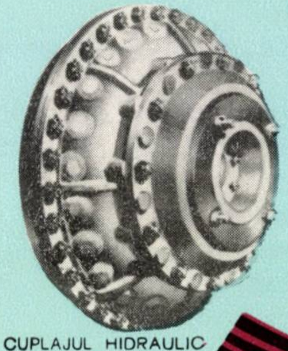
UZINA
HIDROMECANICA
BRAȘOV

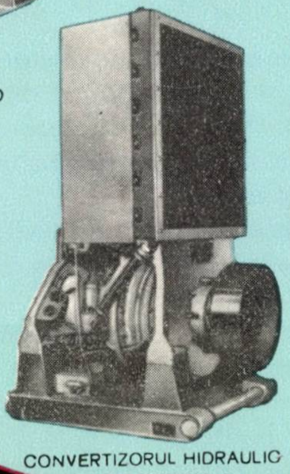

TURBOSUFLANTA
TIP VTR-200


TURBOSUFLANTA TIP TS4


TURBOAMBREIAJUL TIP 500 D


TRANSMISIA
HIDRAULICĂ
TIP TH2-A


CUPLAJUL HIDRAULIC
TIP CH-370


CONVERTIZORUL HIDRAULIC
TIP CHC 750-2

UZINA
HIDROMECANICA
BRAȘOV

PRODUCE:

Transmisii hidraulice pentru locomotive diesel de 150-1300 CP — Turbosuflante pentru supraalimentarea motoarelor diesel cu puteri de 100-2500 CP — Convertizoare hidraulice de cuplu cu palete fixe şi reglabile pentru puteri de 160-900 CP — Turboambreiaje cu umplere fixă şi reglabilă pentru puteri de 350-600 CP — Cuplaje hidraulice pentru puteri de 5-100 kW cu posibilităţi de fixare pe axul reductorului sau al motorului şi cu tracţiune coaxială sau laterală cu şaibă de curea — Suflante cu rotor de distribuţie de 160-12000 m^3 N/h — Compresoare rotative de aer cu debit de 4 m^{3}N/min la o presiune de 2 daN/cm^2, pentru transport pneumatic.

Uzina HIDROMECANICA — Brașov, B-dul Lenin nr. 78, Telefon 10553

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR BUDAPEST

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXIII, IUNIE Nr. 6. 1971

CUPRINS

BOANGIU, GH. ȘI ILIESCU, C. :	**Reglarea automată a vitezei de așchiere și de avans la mașinile de frezat.**	325
CATRINA, D. :	**Solicitarea batiului presei cu fricțiune la lovitură seacă.**	328
HOROVITZ, B. ȘI KOVACS, F. :	**Contribuții la încercarea roților dințate cilindrice din oțel.**	333
LĂZĂRESCU, E. ȘI BÎRJOIANU, AL. :	**Măsurarea conținutului de aer din combustibilii lichizi.**	337
MIHĂESCU, C. :	**Contribuții la perfecționarea metodei ,,verigilor'' în studiul amplasării optime a locurilor de muncă. Modelul triunghiurilor grele comune.**	343
NGUYEN KHAC LÂN :	**Componența pierderilor mecanice la un motor diesel de tractor.**	348
OBERST, L. ȘI OPRENDECK, B. :	**Pulsații parazite introduse de cuplajele mecanice cu elasticități, mase excentrice și jocuri.**	350
RAȚIU, M. :	**Materiale plastice aglomerate pentru garniturile frînelor de vehicule feroviare.**	357
SEITZ, N. ȘI CÎMPIAN, V. :	**Calculul și determinarea experimentală a caracteristicii mișcării stabile a autotrenului cu semiremorcă frînat.**	363
Documentare		369
Recenzii		370
Cronică		371
Revista revistelor		378

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ — membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. AL. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. A. MOGA; ing. A. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. N. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.914.3−56

Boangiu, Gh. şi *Iliescu, C.* : **Reglarea automată a vitezei de aşchiere şi de avans la maşinile de frezat.**
Construcţia de Maşini (23 (1971), nr. 6, p. 325−328

CZ 621.979.15−21

Catrina, D. : **Solicitarea batiului presei cu fricţiune la lovitură seacă.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 328−333

CZ 621.833.1.001.4 ; 669.14

Horovitz, B. şi *Kovacs, F.* : **Contribuţii la încercarea roţilor dinţate cilindrice din oţel.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6 p. 333−337

CZ 662.75.001.4

Lăzărescu, E. şi *Bîrjoianu, Al.* : **Măsurarea conţinutului de aer din combustibilii lichizi.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 337−343

CZ 658.5

Mihăescu, C. : **Contribuţii la perfecţionarea metodei ,,verigilor'' în studiul amplasării optime a locurilor de muncă. Modelul triunghiurilor grele comune.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 343−347

CZ 621.436 ; 629.114.2

Nguyen Khac Lân : **Componenţa pierderilor mecanice la un motor diesel de tractor.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 348−350

CZ 621.825.7

Obersl, L. şi *Oprendeck, B* : **Pulsaţii parazite introduse de cuplajele mecanice cu elasticităţi, mase excentrice şi jocuri.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 350−357

CZ 625.2−762.444 ; 678.06

Raţiu, M. : **Materiale plastice aglomerate pentru garniturile frînelor de vehicule feroviare.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 357−363

CZ 629.114.3.001.24

Seitz, N. şi *Cîmpian, V.* : **Calculul şi determinarea experimentală a caracteristicii mişcării stabile a autotrenului cu semiremorcă frînat.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 363−368

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia".Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23−25, c. 2304.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.914.3—56

Бояндэкиу, Г. и *Илиеску, К.:* **Автоматическое регулирование скорости резания и подачи на фрезерных станках.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 325–328

ДК 621.979.15–21

Катрина, Д.: **Нагрузка на станину фрикционного пресса при сухом ударе.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 328–333

ДК 621.833.1.001.4 ; 669.14

Хоровиц, Б. и *Ковач, Ф.:* **Испытание цилиндрических стальных шестерен.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 333–337

ДК 662.75.001.4

Лэзэреску, Е. и *Бырэкояну, Ал.:* **Измерение содержания воздуха в жидком топливе.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 337–343

ДК 658.5

Михэеску, К.: **К вопросу усовершенствования метода „звеньев" при исследовании оптимального распределения рабочих мест. Модель тяжелых общих треугольников.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 343–347

ДК 621.436 ; 629.114.2

Нгуен Кхак Лын: **Состав механических потерь на тракторном дизельном двигателе.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 348–350

ДК 621.825.7

Оберст, Л. и *Опрендек, Б.:* **Паразитные пульсации, создаваемые механическими соединиями с упругостями экцентрическими массами и зазорами.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 350–357

ДК 625.2–762.444 ;678.06

Рациу, М.: **Спрессованные пластмассовые материалы для обшивки тормозов железнодорожных автомашин.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 357–363

ДК 629.114.3.001.24

Зайц, Н. и *Кымпян, В.:* **Расчет и экспериментальное определение характеристики стабильного движения заторможенного автопоезда с полуприцепом.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 6, стр. 363–368

INHALT

DK 621.914.3–56

Boangiu, Gh. und *Iliescu, C.* : **Automatische Reglung der Span-und Vorschubgeschwindigkeit an den Fräsmaschinen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 325–328

DK 621.979.15–21

Catrina, D. : **Belastung des Gestells der Reibungspresse beim Leerstoss**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 328–333

DK 621.833.1.001.4 ;669.14

Horovitz, B. und *Kovacs, F.* : **Beiträge zur Testung der Stirnräder aus Stahl**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 333–337

DK 662.75.001.4

Lăzărescu, E. und *Bîrjoianu, Al.* : **Messung des Luftgehalts in flüssigen Brennstoffen**

Construcţia de Maşini 23 (1971) H. 6, S. 337–343

DK 658.5

Mihăescu, C. : **Beiträge zur Vervollkommnung der „Glieder"—Methode bei der Untersuchung des optimalen Standorts des Arbeitsplatzes. Modell der gemeinsamen schweren Dreiecke**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 343–347

DK 621.436 ; 629.114.2

Nguyen Khac Lân : **Zusammensetzung der mechanischen Verluste bei einem Traktor-Diesel**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 348–350

DK 621.825.7

Oberst, L. und *Oprendeck, B.* : **Durch mechanische Kupplungen und in Folge Elastizität, exzentrischer Massen und Spiele ausgelöste Störpulsationen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 350–357

DK 625.2–762.444 ;678.06

Raţiu, M. : **Gesinterte Kunststoffe für Bremsbeläge an Eisenbahnfahrzeugen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 357–363

DK 629.114.3.001.24

Seitz, N. und *Cîmpian, V.* : **Berechnung und Experimentalbestimmung der Kennzeichen der stabilen Bewegung eines Sattelschleppzugs mit gebremstem Sattelanhänger**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 6, S. 363–368

SOMMAIRE

CD 621.914.3–56

Boangiu, Gh. et *Iliescu, C.* : **Le réglage automatique de la vitesse de coupe et d'avance sur les fraiseuses.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 325–328

CD 621.979.15–21

Catrina, D. : **La sollicitation du bâti de la presse à friction lors des coups secs.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 328–333

CD 621.833.1.001.4 ; 669.14

Horovitz, B. et *Kovacs, F.* : **Contributions à l'essai des roues dentées cylindriques en acier.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 333–337

CD 662.75.001.4

Lăzărescu, E. et *Bîrjoianu, Al.* : **La mesure de la teneur en air des combustibles liquides.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 337–343

CD 658.5

Mihăescu, C. : **Contributions au perfectionnement de la méthode des ,,chaînons'' qui sert à préciser le meilleur emplacement des postes de travail. Le modèle des triangles ,,denses''.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 343–347

CD 621.436 ; 629.114.2

Nguyen Khac Lân : **Les pertes mécaniques lors du fonctionnement d'un moteur diesel pour tracteur.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 348–350

CD 621.825.7

Oberst, L. et *Oprendeck, B.* : **Les pulsations parasites introduites par les accouplements mécaniques et dues à l'élasticité, aux masses excentriques et au jeu.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 350–357

CD 625.2–762.444 ; 678.06

Raţiu, M. : **Matières plastiques agglomérées pour les garnitures des freins des véhicules ferroviaires.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 357–363

CD 629.114.3.001.24

Seitz, N. et *Cîmpian, V.* : **Le calcul et la détermination expérimentale de la caractéristique du mouvement stable de l'autotrain à semi-remorque, freiné.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 6, p. 363–368

CONTENTS

DC 621.914.3–56

Boangiu, Gh. and *Iliescu, C.* : **Automatic regulation of the rate of cutting and rate of feed in milling machines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 325–328

DC 621.979.15–21

Catrina, D. : **The impact stress undergone by the frame of screw presses.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 328–333

DC 621.833.1.001.4 ; 669.14

Horovitz, B. and *Kovacs, F.* : **About the testing of steel spur wheels.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 333–337

DC 662.75.001.4

Lăzărescu, E. and *Bîrjoianu, Al.* : **Measurement of the air content of liquid fuels.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 337–343

DC 658.5

Mihăescu, C. : **Contribution to the improvement of the "links" method applied in the study of optimum location of working places. Common heavy triangles model.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 343–347

DC 621.436 ; 629.114.2

Nguyen Khac Lân : **Component of mechanical loss in a tractor diesel motor.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 348–350

DC 621.825.7

Oberst, L. and *Opredeck, B.* : **Unwanted pulsations brought about by elastic mechanical couplings with eccentric masses and free play.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 350–357

DC 625.2–762.444 ; 678.06

Raţiu, M. : **Agglomerated plastic compositions for brake blocks used for railway vehicles.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 357–363

DC 629.114.3.001.24

Seitz, N. and *Cîmpian, V.* : **Calculation and experimental determination of the steady-state motion of braked motor lorry and trailer**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 6, p. 363–368

CZ 621.914.3-56

Reglarea automată a vitezei de așchiere și de avans la mașinile de frezat

aut

Dr. ing. Gheorghe BOANGIU – Institutul politehnic – Brașov
Dr. ing. Constantin ILIESCU – Institutul politehnic – Brașov

În stadiul actual de dezvoltare a tehnicii, problema modernizării și automatizării mașinilor-unelte, în vederea obținerii unor piese cu o precizie ridicată și la un preț de cost scăzut, ocupă un loc din ce în ce mai important.

Pentru realizarea acestor cerințe este necesar ca procesul de lucru să se desfășoare în așa fel încît în timpul prelucrării să se obțină o productivitate maximă și o economie considerabilă de scule, în condițiile asigurării preciziei impuse. Acest lucru este posibil dacă valorile principalelor mărimi ale procesului de lucru (viteză, avans etc.) se modifică continuu funcție de condițiile de așchiere momentane, pentru ca prelucrarea să se desfășoare tot timpul cu o forță de așchiere constantă.

Superioritatea acestui procedeu de lucru (cu reglarea automată continuă a mărimilor de așchiere), în comparație cu cel clasic, constă în faptul că permite realizarea prelucrării cu o forță de așchiere maximă admisibilă constantă, indiferent de variația proprietăților fizico-mecanice ale materialului, de forma suprafeței semifabricatului sau de alți factori neprevăzuți ce pot apărea în procesul de așchiere, asigurînd în același timp securitatea mașinii și sculei, respectînd precizia dimensională impusă și mărind productivitatea mașinii. Deci scopul reglării automate este de a comanda procesul de prelucrare în așa fel încît să-i asigure o desfășurare optimă, chiar dacă inițial nu s-a făcut o reglare optimă a mărimilor de așchiere și chiar dacă există mărimi ce nu pot fi prinse în calculul prealabil.

Pentru ca să poată realiza aceste cerințe, sistemele de reglare automate trebuie:

— să cunoască și să măsoare valorile momentane care urmează a fi optimizate;

— să cunoască criteriile pentru fixarea valorii optime.

În ceea ce privește stabilirea criteriilor de optimizare a mărimilor de așchiere, s-au dezvoltat două direcții principale și anume:

1. optimizarea cheltuielilor prelucrării (preț de cost pe piesă minim) sau optimizarea timpului de lucru (număr cît mai mare de piese pe unitatea de timp);

2. optimizarea calității, căutînd să se producă piese de dimensiuni foarte precise, în condiții economice acceptabile.

Oricare dintre aceste criterii de optimizare poate fi realizat prin mai multe procedee de reglare, care în general au la bază unul din următoarele principii:

— reglarea și optimizarea automată a unor parametri ai procesului de lucru pe baza valorilor momentane ale desfășurării acestuia;

— reglarea de adaptare, care urmărește adaptarea automată a condițiilor de prelucrare la diferite condiții de lucru, pe baza unor valori stabilite în prealabil.

Pe baza primului principiu, pînă în prezent doar două firme producătoare de mașini și anume „Bendix" și „Cincinnati" au realizat asemenea sisteme de reglare care, folosind mai multe valori măsurate, reglează viteza de așchiere și de avans la mașinile de frezat prin copiere tip Keller [3]. Aceste instalații deși asigură obținerea unor piese cu o precizie ridicată și la un preț de cost scăzut, totuși din cauză că sînt extrem de complicate și costisitoare, nu au primit pînă în prezent o dezvoltare la scară industrială.

Sistemele care au la bază cel de al doilea principiu sînt construite în așa fel încît, pe baza măsurării unei singure mărimi conducătoare, să realizeze reglarea automată a uneia din mărimile variabile ale procesului de așchiere (viteza de așchiere sau de avans).

Pe baza acestui principiu sînt construite foarte multe sisteme de reglare, utilizate la cele mai diverse tipuri de mașini-unelte.

Din cele expuse rezultă că, pentru introducerea reglării automate, este necesar ca în prealabil să se stabilească mărimea conducătoare funcție de care să se regleze ceilalți parametri ai regimului de așchiere, precum și criteriul pe baza căruia are loc optimizarea mărimilor de așchiere în timpul procesului de lucru.

În lucrarea [1] se demonstrează că, în procesul de reglare automată la mașinile de frezat, cel mai avantajos este folosirea adîncimii de așchiere ca parametru independent, iar ca mărime conducătoare de prim ordin, componenta principală a forței de așchiere. De aici rezultă că prelucrarea se va realiza cu o forță de așchiere constantă în tot timpul desfășurării procesului de lucru.

Pentru stabilirea criteriului de optimizare a mărimilor de așchiere este necesar să se ia în considerare anumiți indicatori ai procesului de așchiere, care au o influență hotărîtoare asupra realizării unui regim de așchiere optim sau economic.

După cum se ştie, principalii indicatori ai procesului de aşchiere la frezat sînt :

— productivitatea prelucrării ;
— durabilitatea sculei ;
— calitatea suprafeţei ;
— precizia dimensională a suprafeţei prelucrate.

Drept criteriu pentru alegerea unui regim de aşchiere care să ţină seama de toţi aceşti indicatori se ia costul specific al prelucrării. Astfel, pornind de la relaţia costului specific al prelucrării şi ţinînd seamă şi de relaţiile productivităţii, durabilităţii şi uzurii sculei, în urma efectuării calculelor respective, în final autorul ajunge la concluzia că criteriul de optimizare a mărimilor de aşchiere este asigurarea durabilităţii economice a sculei, determinată din condiţii tehnico-economice cu relaţia :

$$T_{ec} = \frac{(C_1 \cdot t_s + C_2)\, p}{C_s \cdot B \cdot S_r \cdot t \cdot v - C_1}, \tag{1}$$

în care :

C_1 este costul unui minut maşină ;
C_2 — costul sculei pe perioada de durabilitate ;
C_s — costul specific al prelucrării ;
t_s — timpul necesar pentru schimbarea sculei ;
p — o funcţie dată de exponentul durabilităţii din relaţia uzurii.

Pentru respectarea simultană a celor două condiţii impuse, adică realizarea unui proces de aşchiere cu forţă constantă şi asigurarea în acelaşi timp a durabilităţii economice a sculei, este necesar ca între adîncimea de aşchiere, forţă, viteza de avans şi turaţia sculei să se stabilească o legătură funcţională pe baza căreia să fie construit sistemul de reglare.

În acest sens, pornind de la relaţiile forţei principale de aşchiere, vitezei şi durabilităţii sculei, se ajunge în final la următoarele relaţii de legătură [1] :

$$S_m = \frac{C_3 \cdot n \cdot F_t^b}{t^a}, \tag{2}$$

$$n_{ec} = \frac{C_4}{S_m^p \cdot F_t^m}, \tag{3}$$

în care :

S_m este viteza de avans, în mm/min ;
n — turaţia sculei, în rot/min ;
t — adîncimea de aşchiere, în mm ;
F_t — componenta principală a forţei de aşchiere, în N ;
C_3, C_4 — constante care caracterizează condiţiile de lucru ;
a, b, p, m — exponenţi care ţin seamă de parametrii geometrici ai sculei aşchietoare.

Din aceste relaţii rezultă că sistemul de reglare trebuie astfel construit încît să fie capabil să asigure în mod automat variaţia vitezei de avans funcţie de adîncimea de aşchiere conform relaţiei (2), pentru realizarea unei productivităţi maxime, şi în acelaşi timp să realizeze variaţia turaţiei sculei funcţie de viteza de avans după relaţia (3), pentru asigurarea durabilităţii economice a sculei.

Pe baza acestor două relaţii s-a conceput şi realizat în laboratorul de maşini-unelte din Institutul politehnic Braşov o instalaţie electrică de reglare automată, a cărei schemă bloc este prezentată în figura 1.

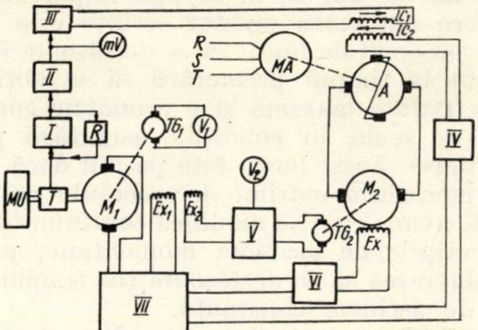


Fig. 1

Principiul de funcţionare al acestei instalaţii este următorul.

Momentul rezistent la axul portsculă, rezultat ca urmare a forţei de aşchiere, este sesizat de traductorul T, care transformă mărimea mecanică primită în semnale electrice proporţionale cu componenta F_t a forţei de aşchiere. Ştiind că mărimea de ieşire (parametrul reglabil) a sistemului de reglare este viteza de avans şi viteza de rotaţie a sculei, este necesar ca sistemul proiectat să fie capabil ca, pe baza semnalului primit, să comande cele două mărimi în aşa fel încît să fie satisfăcute relaţiile (2) şi (3).

În acest sens, blocul de amplificare *I* este prevăzut cu o reacţie pozitivă *R*, astfel că la ieşirea lui se obţine o funcţie proporţională cu mărimea de intrare şi derivata sa. Semnalele electrice date de acest bloc de amplificare sînt aduse la mărimea necesară utilizării cu ajutorul blocului de amplificare şi redresare II.

În continuare, mărimea obţinută la ieşirea din acest bloc este trecută prin elementul de reglare *III* şi trimisă la înfăşurarea de comandă IC_1 a amplidinei A. Milivoltmetrul mV indică o mărime proporţională cu forţa de aşchiere rezultată în timpul prelucrării. Cu ajutorul blocului *IV*, de introducere şi reglare a mărimii de comandă, se modifică curentul în înfăşurarea de comandă IC_2 a amplidinei, pînă ce turaţia motorului de avans M_2 ajunge la valoarea corespunzătoare vitezei de avans stabilite pentru obţinerea unei anumite forţe de aşchiere.

Această turație, tradusă în mărimi electrice, se citește la voltmetrul V_2, care este alimentat de tahogeneratorul TG_2, montat pe axul motorului de avans.

Proporțional cu turația motorului M_2, tahogeneratorul montat pe axul acestuia va debita un curent care, trecut prin blocul de reglare V, va ajunge la valoarea necesară alimentării înfășurării de excitație Ex_2 a motorului principal. Cealaltă bobină de excitație (Ex_1) a motorului principal este alimentată de la o sursă separată.

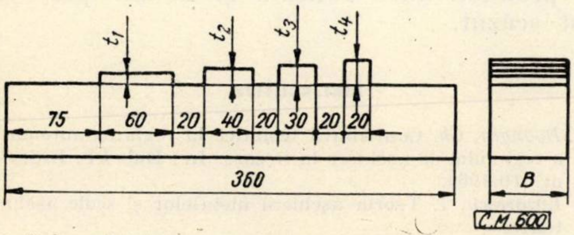


Fig. 2

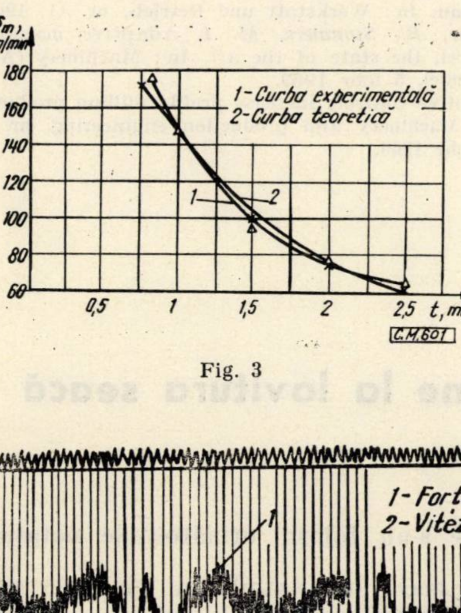


Fig. 3

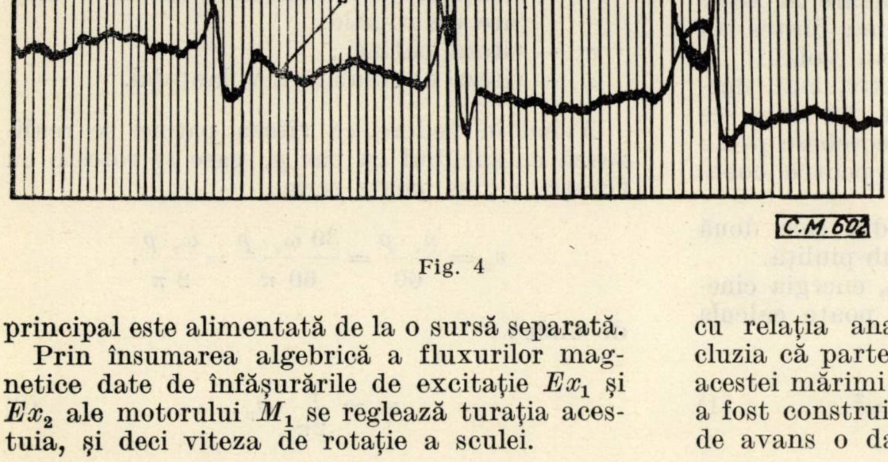


Fig. 4

Prin însumarea algebrică a fluxurilor magnetice date de înfășurările de excitație Ex_1 și Ex_2 ale motorului M_1 se reglează turația acestuia, și deci viteza de rotație a sculei.

La o variație a forței de așchiere, de exemplu în sensul creșterii acesteia peste valoarea reglată, în înfășurarea de comandă IC_1 a amplidinei va ajunge un curent mai mare. Deoarece sensul curentului în această înfășurare este contrar celui din înfășurarea IC_2, tensiunea debitată de amplidină se va micșora. Micșorarea acestei tensiuni duce la scăderea turației motorului de avans, pînă cînd forța de așchiere ajunge la valoarea inițială.

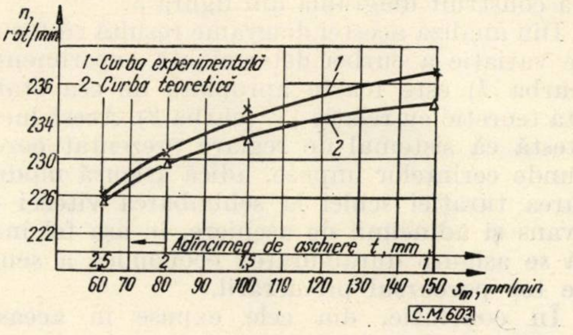


Fig. 5

În momentul cînd forța a ajuns din nou la valoarea reglată, prin blocul de reglare IV se acționează asupra curentului din înfășurarea IC_2 a amplidinei, pînă ce acesta ajunge la valoarea corespunzătoare asigurării noii turații a motorului de avans.

O dată cu scăderea turației motorului de avans M_2, scade și tensiunea debitată de tahogeneratorul TG_2. Aceasta face ca la înfășurarea de excitație Ex_2 să ajungă o tensiune mai mică. În funcție de modul de însumare al fluxurilor magnetice date de înfășurările Ex_1 și Ex_2, turația motorului M_1 poate să scadă sau să crească după o lege stabilită de blocul de reglare V.

Pentru verificarea practică a comportării instalației proiectate s-a prelucrat un număr de 10 piese a căror formă este arătată în figura 2.

Pe baza rezultatelor obținute în urma prelucrării acestor piese s-a trasat diagrama din figura 3.

Din această figură se vede că legea de variație a vitezei de avans determinată experimental (curba *1*) este sensibil apropiată de cea stabilită cu relația analitică (curba *2*). De aici concluzia că partea din instalație aferentă reglării acestei mărimi corespunde scopului pentru care a fost construită, și anume modificarea vitezei de avans o dată cu schimbarea adîncimii de aşchiere în aşa fel încît forţa de aşchiere să rămînă tot timpul la valoarea reglată.

Din oscilograma prezentată în figura 4 rezultă promptitudinea cu care sistemul reacţionează la modificarea forţei de aşchiere în vederea menţinerii acesteia la valoarea reglată.

Pentru verificarea comportării instalaţiei proiectate cu privire la asigurarea durabilităţii optime a sculei s-au prelucrat aceleaşi piese ca în cazul verificării primei probleme. Pe baza rezultatelor obţinute în urma prelucrării s-a construit diagrama din figura 5.

Din analiza acestei diagrame rezultă că forma de variaţie a curbei determinată experimental (curba *1*) este foarte apropiată de cea stabilită teoretic cu relaţia (3) (curba *2*). Acest lucru atestă că sistemul de reglare prezentat corespunde cerinţelor impuse, adică asigură modificarea turaţiei sculei la schimbarea vitezei de avans şi adîncimii de aşchiere, în aşa fel încît să se asigure durabilitatea economică a sculei pe tot parcursul prelucrării.

În concluzie, din cele expuse în această lucrare rezultă că în procesul de reglare a regimului de aşchiere la frezare este avantajos să se folosească, drept mărime conducătoare, adîncimea de aşchiere, urmînd ca funcţie de aceasta să se regleze ceilalţi parametri ai regimului de aşchiere. De asemenea, pentru obţinerea unui proces de prelucrare optim, este suficient să se asigure durabilitatea economică a sculei, determinată din condiţii tehnico-economice.

Rezultatele experimentale obţinute demonstrează că sistemul de reglare conceput şi realizat satisface cu suficientă exactitate cerinţele care se impun la realizarea unei prelucrări cu productivitate ridicată şi la un preţ de cost scăzut.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boangiu, Gh.* Contribuţii teoretice la reglarea automată a regimului de aşchiere la frezare. In : Bul. I.P. Braşov, nr. 10/1969.

[2] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi scule aşchietoare.

[3] *Stute, G.* „Adaptive control" bei Werkzeugmachinen. Technische Hochschule Stuttgart, 1967.

[4] *Depiereux, W. R.* Neues Standzeitkriterium bei Spand Bearbeitung mit hohen Schnittädingungen. În : Anzeiger Industrie 90, nr. 101, 1968.

[5] *Maier, K.* „Adaptive control" bei Werkzeugmaschinen. În : Maschinenmarkt. Textsammenband. 1968.

[6] *Mikloş, Acs.* Adaptive Regelung. Neue Wege der Steigerung von Genauigkeit und Produktivität in Maschinenbau. În : Werkstatt und Betrieb, nr. 11, 1968.

[7] *Porter, B., Summers, M. I.* Adaptive machine-tool control, the state of the art. În : Machinery (Anglia), nr. 2839, 5 febr 1969.

[8] Adaptive controls increase profile milling productivity. În : Machinery and production engineering, nr. 2935, 12 febr 1969.

CZ 621.979.15−21

Solicitarea batiului presei cu fricţiune la lovitura seacă

Ing. Dumitru CATRINA — Institutul politehnic – Bucureşti

Presa cu fricţiune, utilaj de largă răspîndire pentru efectuarea operaţiilor de forjare-matriţare la cald şi la rece, face parte din categoria preselor mecanice la care mişcarea de translaţie a patinei se obţine printr-un mecanism şurub-piuliţă, turaţia de intrare în acest mecanism fiind rezultatul fricţiunii dintre un disc în mişcarea de rotaţie şi un volant.

Din punct de vedere constructiv, s-au dezvoltat numeroase variante care, în ceea ce priveşte cinematica patinei, se deosebesc prin :

— numărul de discuri utilizate pentru coborîrea şi ridicarea patinei ;

— fixarea la batiu a unuia din cele două elemente ale mecanismului şurub-piuliţă.

Indiferent de varianta folosită, energia cinetică a subansamblului mobil se poate calcula cu relaţia :

$$E_c = \frac{1}{2}\, m\, v_p^2 + \frac{1}{2}\, J\, \omega_v^2 , \qquad (1)$$

în care s-au folosit următoarele notaţii :

m — masa subansamblului mobil în mişcare de translaţie ;
J — suma momentelor de inerţie ale elementelor subansamblului mobil în mişcare de rotaţie ;
v_p — viteza patinei ;
ω_v — viteza unghiulară a volantului.

Avînd în vedere că viteza patinei se realizează cu şurubul cu pas p, care se roteşte cu turaţia n_v, se poate scrie :

$$v_p = \frac{n_v \cdot p}{60} = \frac{30\, \omega_v \cdot p}{60\, \pi} = \frac{\omega_v \cdot p}{2\, \pi},$$

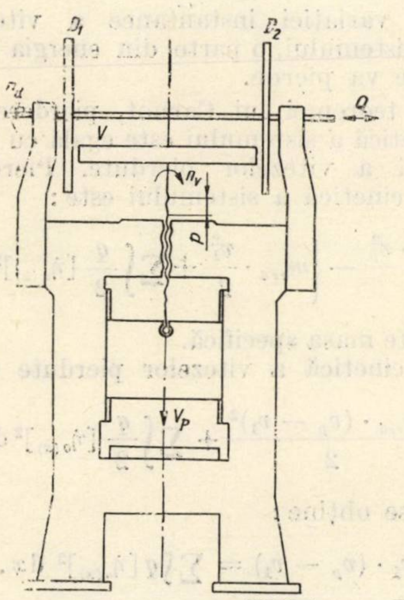
de unde :

$$\omega_v = \frac{p}{2\pi} \cdot v_p . \qquad (2)$$

Înlocuind în relația (1), se obține:

$$E_c = \frac{1}{2}\left(m + \frac{4\pi^2}{p^2}J\right)\cdot v_p^2 = \frac{1}{2}\,m_{red}\cdot v_p^2, \quad (3)$$

în care $m_{red} = m + \frac{4\pi^2}{p^2}J$ este o masă fictivă



D1 – disc de antrenare la coborîrea patinei
D2 – disc de antrenare la ridicarea patinei
V – volant

Fig. 1

în mișcare de translație cu viteza patinei, furnizînd aceeași energie ca și subansamblul mobil al presei.

1. *Încărcarea batiului presei cu fricțiune*

Considerînd picioarele batiului încastrate în fundație, batiul poate fi schematizat, din punct de vedere al calculului de rezistență, cu un cadru static nedeterminat (fig. 2) încărcat cu forța P la mijlocul traversei, forța P de pe traversa inferioară fiind reacțiunea materialului lovit de patină asupra mesei, iar forța P de pe traversa superioară fiind reacțiunea materialului asupra patinei transmisă prin șurub-piuliță la traversa superioară.

După cum se vede, cadrul este de 6 ori static nedeterminat. Din motive de simetrie, gradul de nedeterminare se reduce la 4, solicitările axiale în picioarele presei rezultînd nule. Reacțiunile static nedeterminate sînt M_1, M_2, H_1, H_2 reprezentînd cuplurile, respectiv forțele axiale din traversele superioară și inferioară în punctele lor de contact cu coloana (fig. 3).

Scriind energia de deformație a cadrului prin încovoiere, întindere și forfecare și aplicînd de patru ori teorema lui Castigliano, se pot determina cele patru mărimi static nedeterminate. Impunînd sistemului rezultat condițiile:

$$\begin{cases} H = H_1 + H_2 = 0 \\ M_1 + M_2 = 0 \end{cases} \quad (4)$$

care echivalează cu descărcarea picioarelor presei de forța tăietoare și, respectiv, cu încărcarea identică a celor două traverse, gradul de nedeterminare al cadrului se reduce la 2:

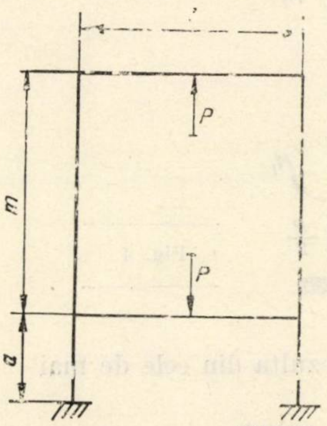


Fig. 2

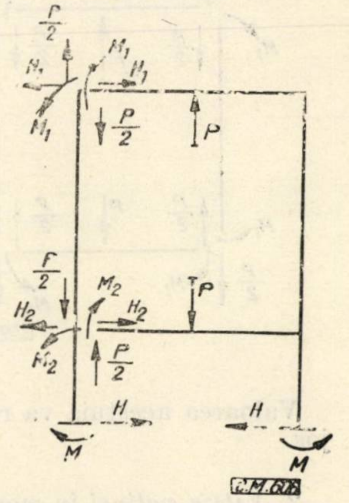


Fig. 3

$$\begin{cases} M_1 = -M_2 = \frac{Pl}{8}\cdot\frac{\left(1+\frac{m}{a}\right)^2 + 2\cdot\frac{m}{a}}{\left(1+\frac{m}{a}\right)^2 + 2\cdot\frac{m}{a}\left(2\frac{m}{l}+1\right)} \\ H_2 = -H_1 = \frac{P}{4}\cdot\frac{\frac{l}{a}\cdot\frac{m}{a}}{\left(1+\frac{m}{a}\right)^2 + 2\cdot\frac{m}{a}\left(2\frac{m}{l}+1\right)} \end{cases} \quad (5)$$

În același timp, condițiile (4) necesită respectarea următoarelor ecuații la proiectare:

$$\begin{cases} \frac{I_c}{A_c} = \frac{2}{3}K_c\frac{G}{E}a^2\left[\left(\frac{m}{a}\right)^2 + 6\frac{m}{a} - 3\right] \\ \frac{I_c}{A_l} = a^2\cdot\frac{m}{l} \end{cases} \quad (6)$$

în care s-au folosit notațiile:

I_c — momentul de inerție al coloanei;
A_c, A_l — secțiunea coloanei, respectiv a traversei;
K_c — un coeficient pentru forfecarea coloanei;
G, E — modulul de elasticitate la forfecare, respectiv la întindere.

Din sistemul (5) rezultă că pentru valori uzuale $m/a = 4$, $m/l = 2$, $H_2 = 5\,\%\ P$, ceea ce permite neglijarea lui în calculele uzuale. În acest fel, schema de calcul a cadrului se reduce la o singură mărime static nedeterminată, cuplul de încastrare M_1 (fig. 4).

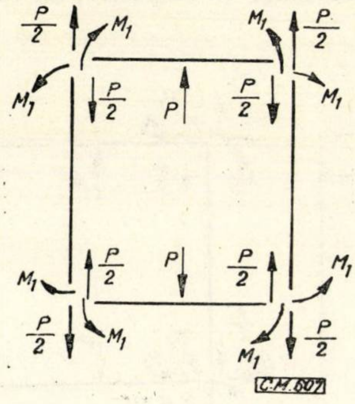


Fig. 4

Valoarea acestuia va rezulta din cele de mai jos.

2. *Viteza patinei în momentul imediat următor şocului*

Sintetizînd cele de mai sus, se poate spune că, în momentul şocului, patina, deplasîndu-se cu viteza v_p şi dispunînd de energia cinetică dată de relaţia (3), încarcă batiul cu sarcinile P, după schematizarea din figura 4. De reţinut că mărimea sarcinii P este deocamdată necunoscută.

Se înţelege că dacă patina execută în timpul şocului un lucru mecanic util, de deformare a unui material, atunci numai o parte din energia sa se transmite batiului ca energie de deformaţie.

Aşadar, situaţia cea mai defavorabilă pentru batiu este atunci cînd patina loveşte masa fără a executa un lucru mecanic util, ceea ce se numeşte lovitură seacă.

În cele ce urmează, pentru a determina efectele şocului asupra batiului la lovitura seacă, admitem următorul principiu [1]: imediat după şoc, patina se deplasează împreună cu traversa inferioară, care se deformează, deformînd întregul cadru.

Să alegem forma axei deformate a cadrului [2]:

$$\eta_{(x,\,t)} = w_{(x)} \cdot \varphi_{(t)}, \tag{7}$$

adică mărimea deformaţiei într-un punct, la un moment dat, depinde de poziţia punctului şi de timpul scurs din momentul şocului. Imediat după ciocnire, toate punctele axei cadrului capătă vitezele:

$$\dot{\eta}_{o\,(x)} = w_{(x)} \cdot \dot{\varphi}_{(o)}, \tag{8}$$

corespunzătoare derivării deformaţiei în raport de timp, pentru timpul $t = 0$.

În mod analog şi viteza patinei variază brusc de la v_p la v_1 — viteza punctului de pe traversă ciocnit de patină:

$$v_1 = w_{\left(\frac{l}{2}\right)} \cdot \dot{\varphi}_{(o)}\,. \tag{9}$$

Datorită variaţiei instantanee a vitezelor punctelor sistemului, o parte din energia cinetică a sa se va pierde.

În baza teoremei lui Carnot, pierderea de energie cinetică a sistemului este egală cu energia cinetică a vitezelor pierdute. Pierderea de energie cinetică a sistemului este:

$$\Delta E_c = \frac{m_{red} \cdot v_p^2}{2} - \left\{ m_{red} \cdot \frac{v_1^2}{2} + \sum \int \frac{q}{2} \left[\dot{\eta}_{o\,(x)}\right]^2 \mathrm{d}x \right\},$$

în care q este masa specifică.

Energia cinetică a vitezelor pierdute este:

$$\Delta E_c = \frac{m_{red} \cdot (v_p - v_1)^2}{2} + \sum \int \frac{q}{2} \left[\dot{\eta}_{o\,(x)}\right]^2 \mathrm{d}x\,.$$

Egalînd se obţine:

$$m_{red} \cdot v_1 \cdot (v_p - v_1) = \sum \int q \left[\dot{\eta}_{o\,(x)}\right]^2 \mathrm{d}x\,.$$

Înlocuind aici valorile lui $\dot{\eta}_{o\,(x)}$ şi ale lui v_1 din relaţiile (8) şi (9), se obţine:

$$\dot{\varphi}_{(o)} = v_p \cdot \frac{m_{red} \cdot w_{\left(\frac{l}{2}\right)}}{m_{red} \cdot w^2_{\left(\frac{l}{2}\right)} + \sum \int q \cdot w_{(x)} \cdot \mathrm{d}x} \text{ şi deci}$$

$$v_1 = \frac{m_{red} \cdot v_p}{m_{red} + \sum \int q \left[\dfrac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}} \right]^2 \mathrm{d}x}\,, \tag{10}$$

care reprezintă viteza patinei în momentul imediat următor şocului.

3. *Determinarea masei raportate*

În relaţia anterioară, expresia:

$$m_{rap} = \sum \int q \left[\frac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}} \right]^2 \mathrm{d}x \tag{11}$$

are dimensiunile unei mase şi se obişnuieşte a fi denumită masă raportată. Avînd în vedere schema din figura 4, rezultă că suma este formată din următorii termeni:

— $m_{trap} = \displaystyle\int_0^l q_t \left[\frac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}} \right]^2 \mathrm{d}x$ pentru încovoierea traversei;

$$-\ m_{c\hat{i}rap}=\int_0^m q_c\left[\frac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}}\right]^2 \mathrm{d}x$$ pentru încovoierea coloanei;

$$-\ m_{ctrap}=\int_0^m q_c\left[\frac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}}\right]^2 \mathrm{d}x$$ pentru solicitarea axială a coloanei.

3.1. *Masa raportată a traversei.* Încărcarea traversei fiind cea din figura 5, admiţînd că relaţiile dintre deplasările punctelor sistemului sînt aceleaşi ca şi în cazul deformaţiei produse de o sarcină statică aplicată în punctul de impact, atunci deformaţiile sînt date de ecuaţia diferenţială:

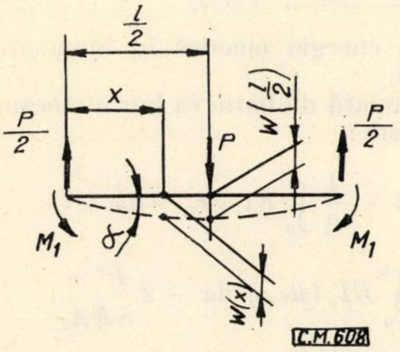


Fig. 5

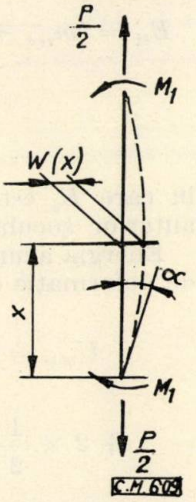


Fig. 6

$$EI_t\,\ddot{w}_{(x)}=-\,M_{(x)}\,. \tag{12}$$

Integrînd şi punînd condiţiile la limită:

$$\begin{cases} x=\dfrac{l}{2}\\ \dot{w}_{\left(\frac{l}{2}\right)}=0\end{cases}$$

rezultă:

$$EI_t\cdot\dot{w}_{(x)}=M_1\left(x-\frac{l}{2}\right)+\frac{P}{16}(l^2-4\,x^2), \tag{13}$$

de unde se deduce unghiul de rotire în capetele traversei:

$$\mathrm{tg}\,\alpha=\dot{w}_{(o)}=\frac{1}{EI_t}\left(\frac{Pl^2}{16}-\frac{M_1\,l}{2}\right)\cdot \tag{14}$$

Integrînd din nou şi punînd la limită condiţia $\begin{cases}x=0\\ w_{(0)}=0\end{cases}$

rezultă ecuaţia:

$$EI_t\,w_{(x)}=M_1\,x\left(\frac{x}{2}-\frac{l}{2}\right)+\frac{Pl^2}{16}\,x-\frac{Px^3}{12}\,,$$

iar deplasarea punctului de aplicaţie al sarcinii este:

$$w_{\left(\frac{l}{2}\right)}=\frac{1}{EI_t}\cdot\frac{l^2}{48}(Pl-6\,M_1)\,.$$

Luînd $M_1=Plk$ (15) în care urmează să îl determinăm pe k, rezultă:

$$w_{\left(\frac{l}{2}\right)}=\frac{Pl^3}{48\,EI_t}(1-6\,k)\,. \tag{16}$$

Cu ajutorul acestor relaţii se poate scrie:

$$w_{(x)}=w_{\left(\frac{l}{2}\right)}\cdot\frac{1}{1-6\,\mathrm{k}}\left[24\,k\left(\frac{x}{l}\right)^2-4\left(\frac{x}{l}\right)^3+\right.$$
$$\left.+(3-24\,k)\frac{x}{l}\right],$$

astfel încît masa raportată a traversei este:

$$m_{t_rap}=\int_0^l q_t\left[\frac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}}\right]^2\mathrm{d}x=$$

$$=\frac{q_t\cdot l}{(1-6\,k)^2}\cdot\frac{336\,k^2+427\,k+34}{70}=m_t\cdot k_t\,. \tag{17}$$

3.2. *Masa raportată pentru încovoierea coloanei.* În figura 6 este prezentată schema de încărcare a coloanei. Deformaţiile de încovoiere ale coloanei sînt date de ecuaţia:

$$EI_c\,\ddot{w}_{(x)}=-\,M_1.$$

Integrînd şi punînd condiţia la limită $\begin{cases}x=\dfrac{m}{2}\\ \dot{w}_{\left(\frac{m}{2}\right)}=0\end{cases}$ rezultă

$$EI_c\,\dot{w}_{(x)}=M_1\left(\frac{m}{2}-x\right)\cdot \tag{18}$$

Să observăm că, pentru $x=0$, rezultă unghiul de rotire în capătul coloanei:

$$\mathrm{tg}\alpha=\dot{w}_{(0)}=\frac{M_1\,m}{2\,EI_c}\cdot \tag{19}$$

Întrucît, după deformare, unghiul drept dintre traversă şi coloană se conservă, se pot egala cele două valori ale lui α deduse din relaţiile (14) şi (19), ceea ce permite determinarea valorii cuplului din încastrare:

$$M_1=\frac{Pl}{8}\cdot\frac{1}{1+\dfrac{m}{l}\dfrac{I_t}{I_c}}, \tag{20}$$

relaţie cunoscută din literatura de specialitate [1], dar dedusă prin aplicarea teoremei lui Castigliano cadrului schematizat ca în figura 4. Comparînd relaţiile (15) şi (20), rezultă :

$$k = \frac{1}{8\left(1 + \frac{m}{l} \cdot \frac{I_t}{I_c}\right)}. \tag{21}$$

Integrînd încă o dată relaţia (18) şi punînd condiţia la limită $\begin{cases} x = 0 \\ w_{(0)} = 0 \end{cases}$ rezultă

$$EI_c\, w_{(x)} = -M_1 \frac{x^2}{2} + \frac{Pl^2}{16\,\alpha}\,\mathrm{x} - \frac{M_1 l}{2\alpha}\,x$$

$\left(\text{cu } \alpha = \frac{I_t}{I_c}\right)$, care se poate pune sub forma :

$$w_{(x)} = w_{\left(\frac{l}{2}\right)} \cdot \frac{\alpha}{1-6k}\left[\frac{3-24\,k}{\alpha} \cdot \frac{x}{l} - 24\,k\left(\frac{x}{l}\right)^2\right],$$

astfel încît masa raportată pentru încovoierea coloanei este :

$$m_{c\ itrap} = \int_0^m q_c \left[\frac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}}\right]^2 \mathrm{d}x =$$

$$= \frac{q_c\, m}{(1-6k)^2} \cdot \left(\frac{m}{l}\right)^2 \left[\frac{(3-24\,k)^2}{3} - 12\alpha \frac{m}{l} k(3-24k) + \right.$$

$$\left. + \frac{576}{5} k^2 \alpha^2 \left(\frac{m}{l}\right)^2\right] = m_c\, k_{ci}. \tag{22}$$

3.3. *Masa raportată pentru solicitarea axială a coloanei.* Coloana fiind solicitată axial cu forţa $P/2$:

$$m_{c\ trap} = \int_0^m q_c \left[\frac{w_{(x)}}{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}}\right]^2 \mathrm{d}x = \frac{1}{w^2_{\left(\frac{l}{2}\right)}} \int_0^m q_c\, w^2_{(x)}\, \mathrm{d}x =$$

$$= \frac{1}{w^2_{\left(\frac{l}{2}\right)}} \cdot \frac{P^2 m q_c}{8\,EA_c}$$

şi deci :

$$m_{c\,t\,rap} = \frac{288\,EI^2_t \cdot mq_c}{A_c \cdot l^6\,(1-6k)^2} = m_c \cdot k_{ct}. \tag{23}$$

Cu aceste relaţii se poate calcula masa raportată a sistemului :

$$m_{rap} = 2\,(m_{t\,rap} + m_{c\,i\,rap} + m_{ct\,rap}) =$$

$$= 2\,(m_t\, k_t + m_c\, k_{ci} + m_c\, k_{ct}), \tag{24}$$

în care coeficienţii k_t, k_{ci}, k_{ct} se deduc din relaţiile (17), (22) şi (23), iar m_t, m_c sînt masa traversei şi, respectiv, masa coloanei.

4. *Eforturi unitare şi deformaţii în batiul presei*

Consecinţa celor de mai sus este că viteza patinei în momentul imediat următor şocului este (vezi (10)) :

$$v_1 = \frac{m_{red}}{m_{red} + m_{rap}}\, v_p, \tag{10'}$$

iar energia cinetică a sistemului ansamblu patină - batiu este :

$$E_{c1} = (m_{red} + m_{rap})\,\frac{v_1^2}{2} = \frac{m^2_{red}}{2(m_{red} + m_{rap})} \cdot v_p^2 =$$

$$= E_c \cdot \frac{m_{red}}{m_{red} + m_{rap}}, \tag{25}$$

în care E_c este energia cinetică în momentul anterior şocului.

Energia acumulată de batiu ca lucru mecanic de deformaţie este :

$$U_{max} = 2 \times \frac{1}{2} \int_0^l EI_t\, [\ddot{w}_{(x)}]^2\, \mathrm{d}x +$$

$$+ 2 \times \frac{1}{2} \int_0^m EI_c\, [\ddot{w}_{(x)}]^2\, \mathrm{d}x + 2\,\frac{P^2\, m}{8\,EA_c},$$

$$U_{max} = P^2 \left[\frac{l^3}{48\,EI_t}(48\ k^2 - 12k + 1) + \right.$$

$$\left. + \frac{k^2 l^2 m}{EI_c} + \frac{m}{4EA_c}\right] = k_p\, P^2. \tag{26}$$

La lovitura seacă, neefectuîndu-se lucru mecanic util, întreaga energie cinetică disponibilă E_{c1} este preluată de deformaţia batiului : $E_{c1} = U_{max}$. Din egalare rezultă forţa care solicită batiul :

$$P = \sqrt{\frac{E_c}{k_p} \cdot \frac{m_{red}}{m_{red} + m_{rap}}}, \tag{27}$$

cu ajutorul căreia se determină eforturile unitare maxime în traversă :

$$\sigma_{maxt} = \frac{M_{max\,t}}{W_t} = \frac{M_1 - \frac{Pl}{4}}{W_t} = \frac{Pl\,(4k-1)}{4\,W_t} \tag{28}$$

şi în coloană :

$$\sigma_{maxc} = \frac{M_1}{W_c} + \frac{P}{2A_c} = P\left(\frac{kl}{W_c} + \frac{1}{2A_c}\right), \tag{29}$$

care trebuie să fie mai mici decît cele admisibile pentru materialul batiului.

Pentru a calcula deformaţiile maxime care apar în traversă, energia acumulată de deformaţia batiului poate fi pusă sub forma:

$$U_{max}=k_p\cdot P^2=k_p\left[\frac{Pl^3}{48}(1-6k)\right]^2\cdot$$

$$\cdot\left[\frac{48}{l^3(1-6k)}\right]^2=k_p\cdot\frac{w^2_{\left(\frac{l}{2}\right)}}{\delta^2_{\left(\frac{l}{2}\right)}},\qquad(30)$$

în care prin:

$$\delta_{\left(\frac{l}{2}\right)}=\frac{l^3}{48}(1-6k)\qquad(31)$$

s-a notat deformaţia specifică la mijlocul traversei (deformaţie dată de o sarcină unitară aplicată la mijlocul traversei):

$$\delta_{\left(\frac{l}{2}\right)}=\frac{w_{\left(\frac{l}{2}\right)}}{P}.$$

Egalînd energia cinetică disponibilă după şoc cu expresia (30) rezultă deformaţia maximă:

$$w_{\left(\frac{l}{2}\right)}=\delta_{\left(\frac{l}{2}\right)}\cdot\sqrt{\frac{E_c}{k_p}\cdot\frac{m_{red}}{m_{red}+m_{rap}}}.\qquad(32)$$

Concluzii

1. Energia cinetică a subansamblului mobil al presei cu fricţiune, care are organe în mişcare de rotaţie şi organe în mişcare de translaţie, se calculează cu ajutorul masei reduse — relaţia (3).

2. Batiul presei, considerînd picioarele încastrate în fundaţie, este de 6 ori static nedeterminat; impunînd condiţii de simetrie, gradul de nedeterminare se reduce la 4; descărcînd picioarele de forţa tăietoare şi impunînd încărcări identice în traverse, gradul de nedeterminare se reduce la 2; neglijînd forţa axială din traverse, rămâne singura necunoscută static nedeterminată: cuplul din încastrarea traversă-coloană, care se determină cu relaţia (20).

3. Cele de mai sus conduc la două relaţii utile pentru proiectare (6).

4. Viteza patinei în momentul imediat următor şocului este dată de (10) sau (10'), iar energia cinetică a sistemului în acest moment, de (25).

5. La lovitura seacă, neefectuîndu-se lucru mecanic util, solicitările batiului sînt maxime. Forţa care îl încarcă este dată de (27), rezultînd din egalarea lucrului mecanic disponibil în momentul imediat următor şocului, cu lucrul mecanic de deformaţie al batiului.

6. Eforturile unitare şi deformaţiile rezultate în batiu sînt date de (28), (29) şi (32).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Moldovan*. Utilajul secţiilor de forje.
[2] *Ponomariov*. Calculul modern de rezistenţă în construcţia de maşini.

CZ 621.833.1.001.4; 669.14

Contribuţii la încercarea roţilor dinţate cilindrice din oţel

Prof. dr. ing. Bernard HOROVITZ Institutul politehnic – Timişoara
Conf. dr. ing. Francisc KOVACS Institutul politehnic – Timişoara

Printre alte probleme, în cadrul Catedrei de organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic-Timişoara au fost studiate caracteristicile de rezistenţă şi durabilitate ale angrenajelor cilindrice din oţeluri de fabricaţie românească, problemă de mare actualitate practică pentru industria noastră constructoare de maşini.

O atenţie deosebită a fost acordată îmbunătăţirii metodicii de încercare a angrenajelor cilindrice de oţel. În această direcţie au fost elaborate noi metode de cercetare a evoluţiei fenomenului de pitting la roţi dinţate şi au fost concepute, realizate şi etalonate standuri de încercare de construcţie originală.

Pentru stabilirea caracteristicilor de rezistenţă a unor roţi dinţate din oţeluri de fabricaţie românească, s-au încercat roţi dinţate din următoarele oţeluri: OLC45, 41C10, 41MoC11 şi 21MoC12. Roţile dinţate din primele trei oţeluri au fost încercate în stare îmbunătăţită urmărindu-se rezistenţa la pitting, iar ultimul a fost încercat în stare călită, urmărindu-se rezistenţa la rupere prin oboseală.

Încercările s-au efectuat pe standuri cu circuit închis cu sarcină constantă şi progresivă.

În figura 1 este indicată diagrama de oboseală la presiunea de contact obţinută pentru roţile dinţate din oţel OLC45 îmbunătăţit la duritatea de 245 HB.

Din figură se vede că rezistenţa la pitting este $\sigma_k = 52$ daN/mm², faţă de $\sigma_k = 67{,}5$ daN/mm², cît se indică în literatura de specialitate pentru roţi din acest material.

Această scădere a rezistenţei flancului se explică printr-o revenire a roţilor la o temperatură prea ridicată (650°C), obţinîndu-se o duritate de 245 HB în loc de 270 HB, la care încă nu există la acest material pericol de rupere fragilă. Această încercare a pus astfel în evidență o importantă rezervă pentru mărirea capacității portante a roților dințate construite din oțeluri de îmbunătățire. Se impune deci, studierea în continuare a problemei temperaturii optime de revenire, pentru a obține rezistențe de contact optime fără pericol de rupere fragilă.

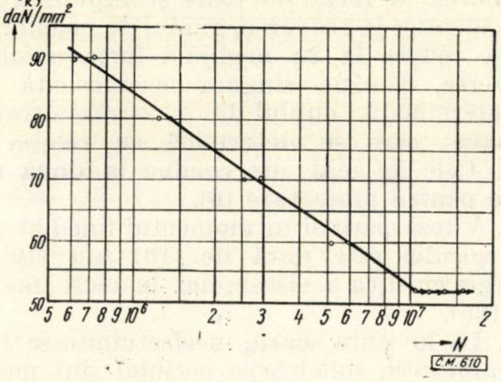


Fig. 1

Pentru roțile dințate din OLC45 îmbunătățite la 260—280 HB s-a obținut o rezistență la pitting minimă $\sigma_k = 68$ daN/mm², iar pentru roțile dințate din 41MoC11 îmbunătățite la 280—300 HB, o rezistență la pitting minimă $\sigma_k = 92$ daN/mm².

Rezultatele experimentale obținute la aceste două oțeluri sînt în concordanță cu datele experimentale publicate în literatura de specialitate, ceea ce denotă că aceste oțeluri standardizate în STAS corespund pentru fabricarea de roți dințate.

Oțelul 21MoC12 a fost încercat în patru variante de tratament termochimic pentru a se stabili varianta optimă de tratament. Cele patru variante au fost :

— cementare în gaz metan brut urmată de călire dublă în ulei cu rectificare ulterioară ;

— cementare în gaz metan brut urmată de călire în trepte cu rectificare ulterioară ;

— carbonitrurare urmată de călire în trepte fără rectificare ulterioară ;

— carbonitrurare urmată de călire în trepte cu rectificare ulterioară.

Încercările au arătat că cele mai mari rezistențe la rupere prin oboseală le prezintă roțile carbonitrurate și călite în trepte și nerectificate după tratamentul termic, rezistența la oboseală obținută fiind de 72 daN/mm², mai mare decît valorile indicate în literatura de specialitate pentru tratamentele termochimice clasice *.

Deoarece metoda clasică de determinare a rezistenței la oboseală (metoda Wöhler) prezintă o seamă de neajunsuri, se conturează în ultimul timp tendința de a concentra încercarea pe caracteristica ce se urmărește. Pentru reducerea timpului necesar încercărilor și a epruvetelor de încercare se utilizează, printre altele, metoda sarcinii progresive. Ea constă în încărcarea progresivă a probei, solicitarea crescînd cu numărul de solicitări, pînă la rupere [1], [2]. Solicitînd epruvetele cu diferite viteze de încărcare u, se obțin diferite tensiuni de rupere σ_u, care trecute într-un sistem de coordonate $\sigma_u = \sigma_u(u)$, se obține (fig. 2) rezistența la oboseală σ_{-1} la intersecția funcției $\sigma_u = \sigma(u)$ cu axa ordonatelor (pentru $u = 0$).

Aplicînd această metodă la încercarea roților dințate, se pot obține într-un timp scurt informații cu privire la rezistența dintelui la rupere prin oboseală sau pitting, cele două cauze principale ale ieșirii din uz a roților dințate.

Metodica de încercare a roților dințate cu sarcină progresivă s-a aplicat, între altele, la stabilirea tehnologiei optime de tratament superficial al angrenajelor pentru mașini-unelte, cercetare efectuată în colaborare cu Institutul de cercetări pentru tehnologia construcțiilor de mașini (ICTCM)-București. Ca urmare a cercetărilor întreprinse s-a putut stabili că tratamentul optim este cel de carbonitrurare și călire în trepte, care a dat rezultate satisfăcătoare atît la încercarea pe roți dințate cît și la încercarea pe epruvete cu concentratori care modelau coeficientul de concentrare la rădăcina dintelui. Pentru exemplificare, este prezentată în figura 3, o diagramă de oboseală obținută la încercarea cu sarcină progresivă a unor roți dințate la rupere prin oboseală.

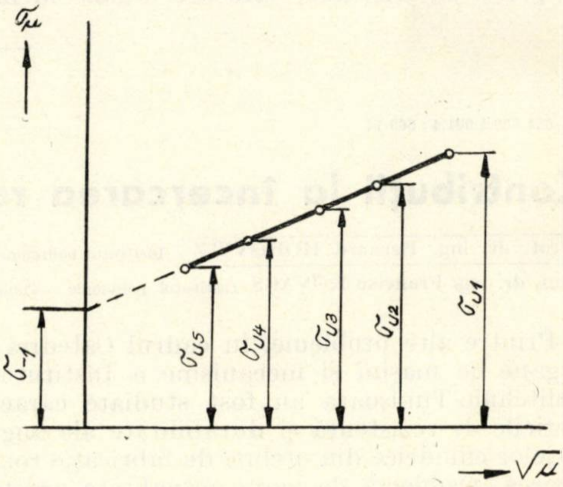


Fig. 2

Aplicînd metoda sarcinii progresive la încercarea roților dințate la pitting, s-a obținut o mare dispersie a rezultatelor încercărilor.

Cauza acestei dispersii trebuie căutată în metoda convențională de determinare a mo-

---

* Încercările au fost efectuate în cadrul unei colaborări cu ICTCM-București.

mentului cînd se consideră că angrenajul este distrus prin pitting şi care constă în oprirea frecventă a standului şi numărarea pittingurilor, ceea ce influenţează fenomenul însuşi.

Pentru eliminarea acestei deficienţe, s-a preconizat o metodă de determinare obiectivă a

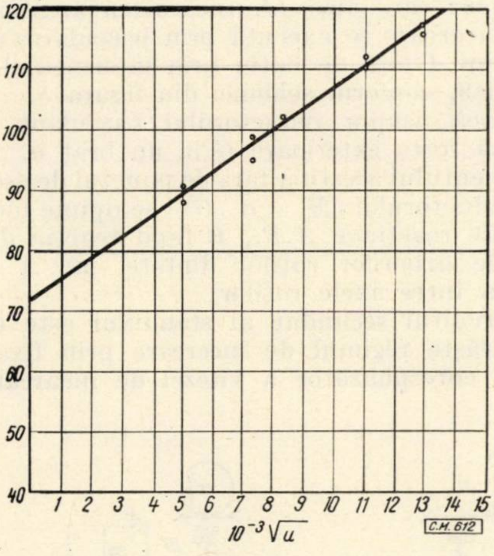


Fig. 3

sarcinii corespunzătoare distrugerii flancului dintelui prin pitting. În acest scop s-a proiectat şi realizat un aparat care măsoară cantitatea de metal desprinsă de pe suprafeţele flancurilor supuse fenomenului de pitting. Acceptînd faptul că, adîncimea pittingurilor este practic constantă, cantitatea de metal desprinsă este proporţională cu suprafaţa pittingurilor şi deci această cantitate poate fi folosită pentru măsurarea gradului de distrugere.

Aparatul (fig. 4) are în componenţa sa ca element de bază, un traductor care reţine

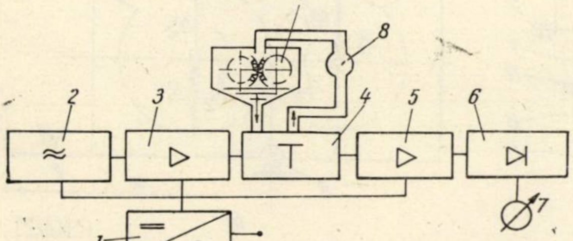


Fig. 4. *1* — redresor stabilizat; *2* — generator de 450 Hz; *3* — amplificator în contratimp; *4* — traductor electromagnetic diferenţial; *5* — preamplificator; *6* — grup redresor; *7* — instrument de măsură; *8* — pompă de ungere; *9* — cutia de încercare.

suspensiile metalice desprinse de pe suprafaţa flancului dintelui ce sînt transportate de lubrifiantul care circulă prin cutia standului de încercare şi prin traductorul aparatului, ungerea fiind realizată în circuit închis. Cantitatea de metal reţinută este măsurată pe cale electromagnetică, aparatul indicînd pe această cale în mod cantitativ, distrugerea flancului dintelui.

În vederea efectuării cercetărilor experimentale, au fost construite în laboratorul Catedrei de organe de maşini şi mecanisme, numeroase standuri de concepţie originală. Majoritatea acestora sînt în circuit de energie închis, mecanic. Standul SRD — IPT [3], [4], cu circuit de energie închis, mecanic, brevetat ca invenţie, realizează încărcarea sistemului prin deplasarea unui manşon faţă de doi semiarbori, dintre care unul cu caneluri drepte, iar cel de-al doilea cu caneluri înclinate (fig. 5).

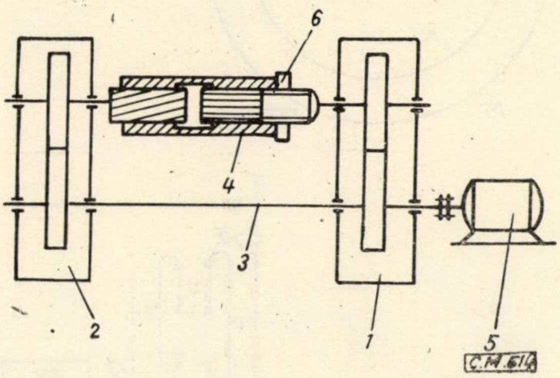


Fig. 5

La standurile SRD—IPT 2, SRD—IPT 3 şi SRD—IPT 5 [3], încărcarea sistemului în circuit închis se realizează, în conformitate cu schema din figura 6, cu un moment de torsiune produs prin suspendarea unei greutăţi la extremitatea braţului *5*, solidar cu carcasa basculantă a angrenajului format din roţile *1* şi *2*. Arborii de legătură *6* şi *7* au articulaţii cardanice care permit bascularea carcasei mobile.

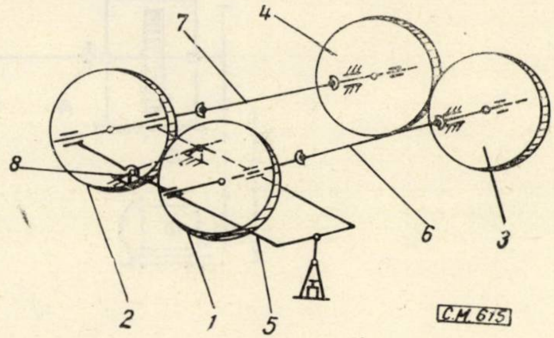


Fig. 6

Standul SRD—IPT 4 [5], [6] realizează încărcarea sistemului în circuit închis cu ajutorul unui cuplaj inerţial care constituie obiectul unei propuneri de invenţie (fig. 7).

Forţele de inerţie care lucrează asupra contragreutăţilor C realizează rotirea relativă a semicuplajelor N, M şi prin aceasta, deformaţia elastică a arborilor circuitului închis mecanic, făcînd să apară în sistem un moment de torsiune. Un cuplaj inerţial construit pe aceleaşi principii a fost folosit şi pentru rodarea în circuit închis a reductoarelor unor vinciuri navale fabricate de Uzinele mecanice din Timişoara.

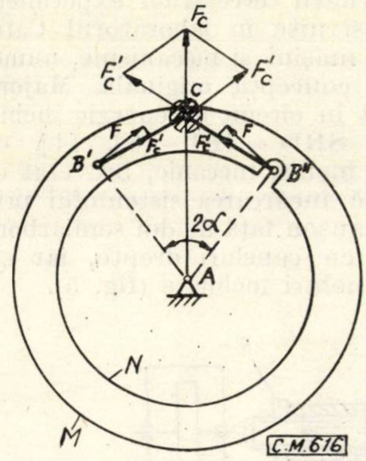


Fig. 7

Standul de încercat roţi dinţate cu sarcină progresivă se compune din două circuite distincte : cel principal — închis — care realizează momentul de torsiune necesar încărcării şi cel secundar — deschis — care realizează încărcarea progresivă în conformitate cu regimul de viteză de încărcare impus.

La standul de încercare realizat (fig. 8), circuitul principal — închis — se compune din : reductorul pentru încercarea roţilor dinţate *1*, reductorul de returnare *2* necesar pentru închiderea circuitului, arborii intermediari *13* cuplaţi cu arborii reductoarelor prin intermediul cuplajelor cardanice *14*. Încărcarea angrenajelor de încercare se execută prin bascularea reductorului *1* faţă de batiu prin intermediul lagărului 9, conform schemei din figura *8*.

Dacă asupra reductorului basculant acţionează forţa exterioară G la un braţ a, atunci momentului acestuia faţă de punctul de oscilaţie al reductorului ($M = a\,.\,G$) i se opune momentul de reacţiune $A.R.$, R fiind reacţia din lagărele arborilor roţilor dinţate, iar A — distanţa între axele roţilor.

Circuitul secundar al standului este cel ce hotărăşte regimul de încercare prin fixare în mod corespunzător a vitezei de încărcare.

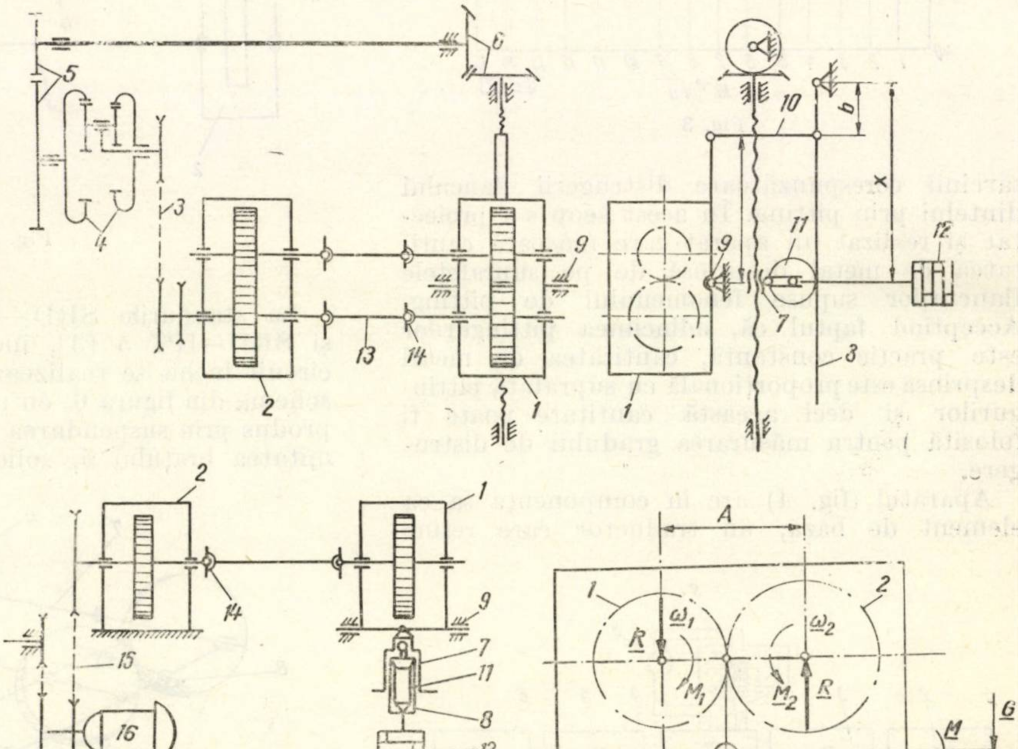


Fig. 8

El se compune dintr-un sistem de pîrghii (*1*, *8*) pentru amplificarea forţei de încărcare, legate între ele prin bara de cuţite *10*. Forţa de încărcare este dată de greutatea *12*. Varierea momentului exterior M de încărcare a circuitului se obţine prin modificarea braţului greutăţii *12*. Modificarea braţului se face prin intermediul cuplei cinematice şurub-piuliţă *7* care antrenează prin intermediul unei furci, rola

11 şi împreună cu aceasta greutatea, în lungul barei *8*.

Antrenarea şurubului *7* se face cu acelaşi motor electric *16*, prin intermediul transmisiei prin curea trapezoidală *3*, a reductorului planetar, *4*, a grupului de roţi de schimb *5* şi a transmisiei cu roţi dinţate conice *6*. Roţile de schimb *5* permit obţinerea a 11 trepte de turaţii pentru varierea încărcării.

Epruvetele vor fi încercate fie pînă la ruperea dinţilor, fie pînă la apariţia pittingurilor, în funcţie de solicitarea periculoasă.

Tensiunea maximă de încovoiere s-a determinat în funcţie de caracteristicile materialului folosit uzual pentru confecţionarea roţilor dinţate — epruvete.

Variaţia încărcării epruvetelor se realizează prin deplasarea greutăţii *12* cu viteză constantă. Corespunzător deplasării greutăţii cu viteză constantă, rezultă şi o viteză de încărcare τ_i constantă.

În cadrul laboratorului mai funcţionează şi un stand cu circuit de energie deschis, prevăzut cu o frînă electrică, care produce energie electrică ce se consumă în nişte rezistenţe electrice.

În concluzie, încercările efectuate în cadrul Catedrei de organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic din Timişoara, au contribuit la elucidarea unor probleme privind capacitatea portantă a angrenajelor din oţel. În acelaşi timp, colectivul catedrei a cîştigat o bună experienţă în efectuarea unor asemenea cercetări, materializată, între altele, prin elaborarea unor noi metode şi construcţia unor standuri originale.

Rezultatele obţinute au fost comunicate unui număr mare de întreprinderi şi instituţii din ţară (Uzinele mecanice-Timişoara, Strungul — Arad, Înfrăţirea—Oradea, ICTCM—Bucureşti etc.) fiind folosite în proiectarea şi încercarea angrenajelor.

Experienţa cîştigată, ca şi standurile şi dispozitivele construite, permit abordarea în continuare a unei mari varietăţi de probleme legate de funcţionarea angrenajelor, în funcţie de problemele care preocupă întreprinderile constructoare de maşini din patria noastră.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Horovitz, B., Crudu, M., Perju, D., Balekics, M.* : Aplicarea metodei sarcinii progresive de încercarea roţilor dinţate. În : Studii şi cercetări ştiinţe tehnice, nr. 1—2, 1967.

[2] *Horovitz, B.* : Die Anwendung des Verfahrens mit steigenden Belastungen für die Prüfung von Zahnrädern. În : Maschinenmarkt. nr. 61, 1969.

[3] *Horovitz, B., Kovacs, Fr.* : Cercetări experimentale asupra angrenajelor. În : Construcţia de Maşini 18, nr. 6—7, 1966.

[4] *Horovitz, B., Kovacs, Fr., Micşa, I.* : Stand pentru încercarea angrenajelor. Brevet de invenţie nr. 47656/27 iulie 1967.

[5] *Perju, D., Crudu, M.* : Dispozitiv de încărcare a standurilor pentru încercarea transmisiilor cu roţi dinţate. Brevet de invenţie nr. 51358 din 1966.

[6] *Perju, D., Crudu,* M. : Dipozitiv de încărcare inerţial pentru sisteme funcţionînd în circuit mecanic închis. În : Construcţia de Maşini, nr. 10, 1969.

[7] *Kovacs, Fr., Horovitz, B., Müller, A., Crudu, M., Perju, D., Micşa, I.* : Încercări în vederea stabilirii influenţei solicitării la încovoiere a dintelui asupra fenomenului de pitting, la roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al IPT, tom 10 (24), fasc. 1, 1965.

[8] *Kovacs, Fr., Perju, D., Bogoevici, Gh.* : Influenţa erorii de paralelism asupra rezistenţei flancurilor dinţilor roţilor cilindrice din oţel la solicitări de contact. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al IPT, tom 14 (27), 1969.

[9] *Horovitz, B., Kovacs, Fr.* : Contribuţii ale Catedrei de organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic-Timişoara la teoria şi calculul angrenajelor cilindrice din oţel. În : Construcţia de Maşini, nr. 2, 1971.

CZ 662.75.001.4

Măsurarea conţinutului de aer din combustibilii lichizi

Dr. Ing. Emil LĂZĂRESCU Institutul politehnic – Iaşi
Ing. Alexandru BÎRJOIANU Institutul politehnic – Iaşi

Conţinutul total de gaze dintr-un combustibil lichid afectează unele dintre proprietăţile fizice cum ar fi : densitatea, compresibilitatea, tensiunea superficială, conductibilitatea electrică, indicele de refracţie şi, ceea ce interesează în primul rînd în această lucrare, influenţează susceptibilitatea combustibilului faţă de fenomenul cavitaţiei.

Pentru a defini fenomenul de cavitaţie, care în accepţiunea actuală se produce în momentul creşterii nucleelor de gaz de la dimensiuni microscopice de $10^{-3}\ldots10^{-5}$ cm la dimensiuni vizibile, este necesar să se cunoască numărul, mărimea şi spectrul nucleelor gazoase în lichidul studiat. Măsurarea practică pe cale experimentală a nucleelor cavitaţionale gazoase nu are o soluţie acceptabilă în prezent. De aceea, în prezenta lucrare, autorii îşi propun să măsoare conţinutul total de aer (dizolvat şi nedizolvat) din combustibilii lichizi prin două metode care vor fi expuse mai jos.

S-a stabilit că există o legătură direct proporţională între cantitatea totală de gaze dintr-un lichid şi numărul şi dimensiunea nucleelor de cavitaţie [1].

Metodele pentru măsurarea conţinutului de aer dintr-un lichid pot fi grupate în două mari categorii: metode chimice şi metode fizice.

Metodele chimice depind de proprietăţile chimice specifice ale gazului conţinut. În cazul concret al aerului dizolvat în apă, Winkler a propus o metodă pentru măsurarea oxigenului conţinut în apă [1].

Metodele fizice folosite pentru determinarea conţinutului de oxigen dintr-un lichid pot fi cu acţiune continuă şi cu acţiune intermitentă.

Între metodele fizice cu acţiune intermitentă se pot deosebi:

— aparate ce măsoară prin extragerea gazului din probă; ele au fost elaborate de Van Slyke, Numachi [10] şi Kanellopoulos [8];

— aparate ce măsoară prin saturarea probei cu gazul dizolvat, de tipul Bunsen şi Oswald [1].

Din categoria aparatelor cu posibilităţi de măsurare continuă fac parte:

— aparatul societăţii din Cambridge (S.U.A.) bazat pe măsurarea termoconductibilităţii gazelor extrase [1];

— aparatul lui Fitzpatrick [6] bazat pe absorbţia gazelor pînă la saturaţie la o presiune dată.

Conţinutul de gaz nedizolvat în apă se poate măsura:

— cu aparatul lui Strassberg bazat pe absorbţia ultrasunetelor;

— prin metode acustice elaborate de Ripken şi Olson [1];

— cu metoda optică a lui Richardson [11].

Nici una dintre metodele amintite mai sus nu a fost folosită pînă în prezent pentru determinarea conţinutului de aer dizolvat în combustibilii lichizi. Puţinele informaţii găsite în literatura de specialitate [3], [4], [5] cu privire la măsurarea conţinutului de aer din benzine şi uleiuri minerale sînt contradictorii şi neconcludente.

La temperatura de 20°C şi presiunea de saturaţie de 1 at, V. I. Balakin [3] arată că volumul de aer dizolvat în combustibilii lichizi variază în funcţie de viscozitatea acestora între 0,17 şi 0,117. Valorile mai mari se referă la benzine, iar cele mai mici aparţin combustibililor cu viscozitatea apropiată de cea a uleiurilor minerale.

În condiţiile normale de presiune şi temperatură, conţinutul de aer dizolvat din uleiurile minerale variază între 8 şi 11% din volumul de ulei [4].

Un alt cercetător, Ia.B. Certkov [5] arată că, la 20°C şi presiunea normală, conţinutul de oxigen dizolvat în combustibilii lichizi din comerţ variază între următoarele valori:

— la benzine auto —5,30—5,50 cm³ O_2/100 ml lichid;

— la motorine —3,30—3,34 cm³ O_2/100 ml lichid;

— la combustibil pentru motoare cu reacţie 3,67—4,95 cm³ O_2/100 ml lichid.

C. S. Antonescu [2] arată că valorile de saturaţie a apei în oxigen, exprimate în mg/l, variază între limitele:

— la 0°C şi 760 mm Hg—14,56;

— la 4°C şi 760 mm Hg—13,0;

— la 30°C şi 760 mm Hg—7,52.

Pentru comparaţie se arată că valoarea conţinutului de aer din apă, măsurat în cadrul Catedrei de maşini hidraulice din Timişoara, este de $19{,}8 \pm 0{,}1462$ cm³ gaz/l apă [1].

Faţă de aceste date incomplete şi contradictorii obţinute din literatura de specialitate, autorii şi-au propus să determine conţinutul total de aer (dizolvat şi nedizolvat) din diverşi combustibili lichizi ce se folosesc în motoarele cu ardere internă. Cercetările experimentale din prezenta lucrare s-au executat în două etape distincte:

a) în prima etapă experimentală s-a măsurat conţinutul de aer din diverşi combustibili lichizi, folosind o metodă fizică directă cu acţiune intermitentă de extragere a gazului prin pulverizare din proba de lichid;

b) a doua etapă experimentală a cuprins determinările conţinutului de aer din motorine folosind o metodă indirectă originală, propusă pentru prima oară de autori; noua metodă folosită în lucrare stabileşte o interdependenţă între permitivitatea dielectrică a motorinelor şi conţinutul de gaz nedizolvat din proba de combustibil lichid.

1. Descrierea instalaţiei experimentale şi metodica de cercetare folosită în cadrul metodei de măsurare directă a conţinutului de aer

Aparatul folosit în cadrul acestei metode de măsurare a fost realizat avînd ca model un aparat similar construit în laboratorul de maşini hidraulice al Institutului politehnic din Timişoara [1]. Acest aparat fusese folosit pentru extragerea gazului din proba de apă, iar autorii l-au utilizat în cazul combustibililor lichizi, adaptîndu-l şi modificîndu-l în acest scop.

Aparatul este constituit din două tuburi comunicante din sticlă şi este prevăzut cu patru robinete: două robinete cu trei căi şi alte două cu două căi (fig. 1).

Întreg sistemul se sprijină pe un stativ metalic pe care sînt fixate cele două coloane ale aparatului de sticlă. Un rezervor notat pe figură cu *R*, are posibilitatea de a se deplasa după o direcţie verticală prin intermediul inelului său de sprijin care culisează pe o vergea metalică.

Iniţial, se umple cu mercur aparatul pînă deasupra celor două robinete de la partea superioară a acestuia. Robinetul superior cu trei căi este folosit pentru introducerea şi scoaterea probei de combustibil lichid din aparat. Deoarece în circuitul de joasă presiune al standului de încercări al pompelor de injecţie proba de motorină se găseşte la o presiune în jurul presiunii atmosferice, proba de lichid poate fi extrasă din sistemul de injecţie prin simpla legătură elastică dintre aparat şi rezervorul standului de injecţie. Pentru aceasta, se manipulează în mod corespunzător rezervorul R.

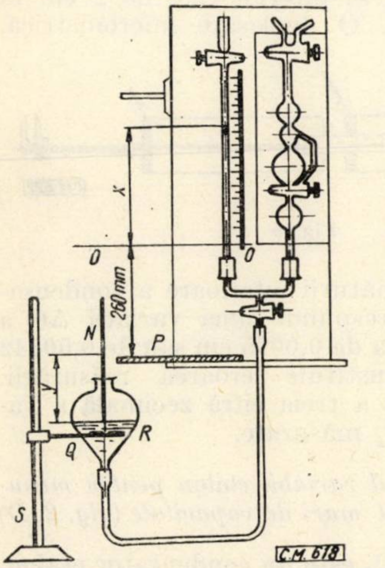


Fig. 1

Celelalte probe de combustibili lichizi au fost introduse direct în aparat.

Proba de combustibil este pulverizată apoi în camera de injecţie a aparatului. Datorită acestor pulverizări ce se efectuează într-o cameră cu atmosfera vidată, conţinutul de aer şi gaze dizolvate în lichid se degajă. Se efectuează de obicei un număr de 5–10 pulverizări, pînă ce întreaga cantitate de gaze s-a degajat din proba de combustibil.

Se măsoară presiunea parţială a aerului ce s-a degajat, făcîndu-se citirea corespunzătoare la coloana barometrică din stînga aparatului. Apoi se elimină aerul degajat prin intermediul robinetului superior cu trei căi şi se citeşte din nou indicaţia manometrică pentru acelaşi nivel al coloanei de combustibil; deasupra ei se găsesc de astă dată numai vapori de lichid.

Conform legii lui Dalton, diferenţa dintre cele două citiri dă presiunea gazului degajat, raportat la volumul corespunzător diviziunii de pe aparat, la care s-a adus nivelul combustibilului. În mod suplimentar se citeşte temperatura probei de lichid ce se introduce în aparat, pentru a se putea reduce volumul de gaz degajat la condiţiile normale de temperatură şi presiune. Relaţia finală de calcul este dată de ecuaţia [1]:

$$a\,\%\ \text{gaz în lichid} = 35{,}92\,\frac{p'_{aer}\cdot V_{red}}{V_1\,(273+t)},$$

în care:

$a\,\%$ — reprezintă conţinutul procentual de gaze din combustibilul lichid cercetat;

p'_{aer} — presiunea parţială a gazului, mm col. Hg;

V_{red} — volumul corespunzător mărcării la care s-a adus suprafaţa de separaţie dintre gaz şi combustibilul lichid, cm^3;

V_1 — volumul probei de lichid aspirat, cm^3;

t_1 — temperatura probei, °C.

Iniţial, s-a determinat conţinutul de aer din apă. În urma măsurărilor efectuate s-a obţinut următorul rezultat mediu: $V_0 = 20{,}5 \pm 0{,}2$ cm^3 gaz/l apă. Această valoare este în concordanţă cu aceea indicată în literatura de specialitate [1], [7]. Prin aceste determinări experimentale s-a verificat funcţionarea aparatului.

2. Descrierea instalaţiei experimentale şi a metodicei de lucru folosite în cadrul unei noi metode de măsurare a conţinutului de aer, propusă de autori

Autorii au imaginat o nouă metodă de stabilire a interdependenţei dintre permitivitatea dielectrică a motorinelor şi conţinutul de gaz nedizolvat din combustibilul lichid. În acest scop s-a realizat o instalaţie de măsurare a unor capacităţi electrice mici prin metoda electronică „a bătăilor de zero". Instalaţia experimentală, a cărei vedere de ansamblu este redată în figura 2, se compune din următoarele părţi [9]:

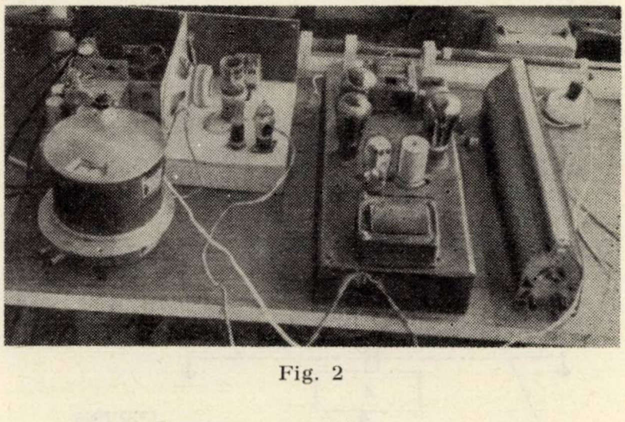


Fig. 2

- un traductor capacitiv;
- două oscilatoare realizate după un montaj Coolpitts;
- un condensator cilindric etalon pentru măsurarea variaţiilor mici de capacitate;
- un condensator etalon pentru variaţii mari de capacitate.

A. *Traductorul capacitiv* (*fig. 3*)

Traductorul capacitiv este constituit dintr-un condensator cilindric înseriat pe o conductă de înaltă presiune a sistemului de injecţie la un motor cu aprindere prin compresie. Acest condensator este alcătuit dintr-un cilindru metalic, izolat electric față de restul conductei de injecție. Cilindrul, care are lungimea de 100 mm, diametrul exterior de 8 mm și cel interior de 4 mm, constituie armătura exterioară a traductorului capacitiv (fig. 3). Armătura interioară a traductorului capacitiv este constituită dintr-un fir subțire de platină cu diametrul de 0,3 mm. Producînd variații în valorile conținutului de gaze și vapori din motorină (dielectricul condensatorului cilindric), s-au putut determina valorile corespunzătoare ale capacității electrice a traductorului capacitiv.

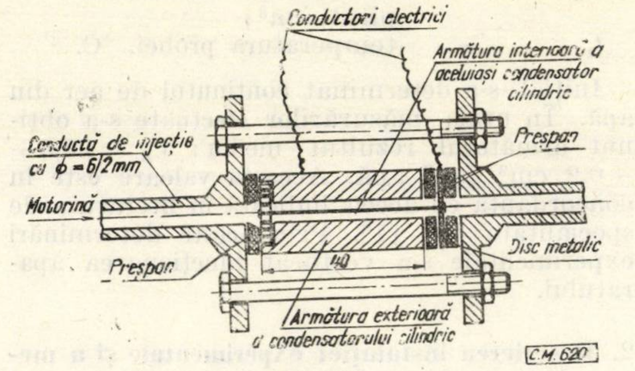

Conductori electrici
Armătura interioară a aceluiași condensator cilindric
Conductă de injecție cu ϕ = 6/2mm
Prespan
Motorină
Disc metalic
Prespan
40
Armătura exterioară a condensatorului cilindric
C.M. 620

Fig. 3

B. *Oscilatorul tip Coolpitts* (*fig. 4*)

Oscilatorul I este stabilizat cu ajutorul unui cuarț piezoelectric ($f = 1\ 000$ kHz și $\lambda = 300$ m).

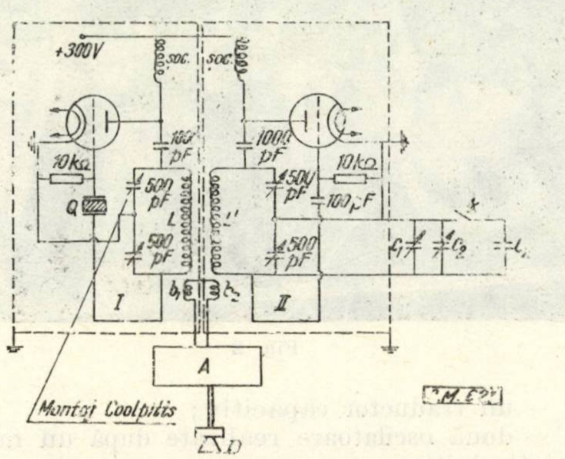

+300V
soc.
soc.
100 pF
1000 pF
10kΩ
10kΩ
Q
500 pF
L
500 pF
L'
450V pF
100 μF
500 pF
C1
C2
Cx
b1
b2
I
II
A
Montaj Coolpitts
D

Fig. 4

Avînd în vedere montajul și precauțiile luate, oscilatorul *II* prezintă o stabilitate suficientă. Cele două oscilatoare și condensatoarele respective au fost blindate, iar blindajele respective au fost puse la pămînt. În derivație cu unul dintre condensatoarele circuitului oscilant al oscilatorului *II* nestabilizat, au fost montate condensatoarele C_1, C_2 și C_x.

C. *Condensatorul etalon pentru măsurarea variațiilor mici de capacitate* (*fig. 5*)

Condensatorul C_1 este un condensator cilindric etalon, format din doi cilindri metalici coaxiali. Cilindrul exterior are un diametru de 5,9 cm, iar cilindrul interior este de 2 cm în diametru (fig. 5). O deplasare micrometrică, de 0,1 mm, a armăturii interioare a condensatorului etalon corespunde unei variații ΔC a capacității acestuia de 0,0075 cm sau de 0,00842 pF. Aceasta constituie eroarea măsurării. Eroarea afectează a treia cifră zecimală a valorii capacității C_x măsurate.

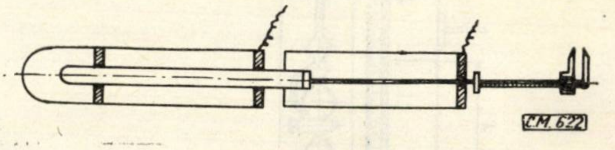


Fig. 5

D. *Condensatorul variabil etalon pentru măsurarea unor variații mari de capacitate* (*fig. 2, D*)

Condensatorul C_2 este un condensator etalon, de fabricație R.D.G., și are o valoare totală de 500 pF. Acest condensator servește la măsurarea unor variații mari de capacitate.

Două bobine de cuplaj secundare b_1 și b_2, cuplate reactiv pe cele două bobine de selfinducție principale L și L' ale celor două oscilatoare *I* și *II* (fig. 4), închid circuitul lor pe bornele de intrare ale unui amplificator de putere de joasă frecvență *A*. Bornele de ieșire ale amplificatorului sînt conectate la un difuzor.

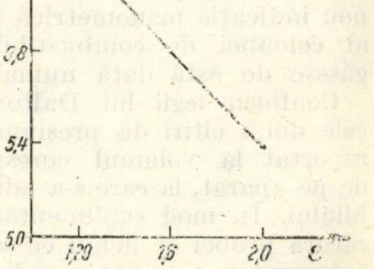


Fig. 6

Etalonarea aparatului electronic a fost efectuată după aparatul cu mercur măsurîndu-se, în aceleași condiții de presiune și temperatură, atît permitivitatea dielectrică, cît și conținutul de aer din combustibil. Cu datele experimentale obținute s-a trasat curba de etalonare a aparatului care reprezintă : a% $= f\ (\varepsilon)$ pentru fiecare combustibil folosit (fig. 6).

3. Metodica de cercetare experimentală

Oscilatorul *I* (fig. 4) oscilează pe o lungime de undă constantă ($\lambda = 300$ m), determinată de cuarţul stabilizator *Q*. Prin variaţia capacităţii circuitului oscilant, oscilatorul *II* poate fi manipulat în aşa fel încît să oscileze pe o frecvenţă foarte apropiată de aceea produsă de primul oscilator, astfel ca diferenţa dintre frecvenţele celor două oscilaţii să fie de ordinul unei frecvenţe audibile muzicale : $\Delta f = f_1 - f_2 = 1 \ldots 10^4$ Hz.

În bobinele de cuplaj b_1 şi b_2 apar, prin inducţie, oscilaţii cu aceleaşi frecvenţe, egale cu ale celor două oscilatoare şi care, prin suprapunere, dau bătăi de frecvenţă muzicală. Aceste bătăi sînt amplificate de amplificatorul *A* şi se aud în difuzorul *D*. Apropiind lent frecvenţele oscilaţiilor date de oscilatorul *II* de frecvenţa oscilatorului *I*, se va auzi în difuzor un sunet, înalt la început, corespunzător limitei superioare a frecvenţelor audibile perceptibile. Apoi, pe măsura variaţiei frecvenţei generatorului al doilea, înălţimea sunetului în difuzor se va coborî pînă la completa dispariţie a sunetului, în momentul egalităţii frecvenţei ambelor oscilatoare. La modificarea în continuare şi în acelaşi sens a frecvenţei oscilatorului al doilea, înălţimea sunetului în difuzor începe din nou să crească. Procedeul de acordare a oscilatoarelor la rezonanţă poartă numele de „procedeul bătăilor de zero”.

Introducînd traductorul capacitiv de capacitate C_x la bornele *x*, capacitatea circuitului oscilant *II* se măreşte şi prin urmare frecvenţa oscilaţiilor acestui generator se modifică, ceea ce schimbă frecvenţa bătăilor în difuzor. Pentru a realiza din nou o acordare a generatorului *II* la rezonanţă cu generatorul *I* după procedeul bătăilor de zero, se procedează în modul următor : se efectuează un reglaj grosier al capacităţii C_2 şi un reglaj fin la capacitatea C_1; în acest moment, valoarea capacităţii măsurate C_x va fi egală cu suma capacităţilor celor două condensatoare etalon : $C_x = C_1 + C_2$. Valoarea constantei dielectrice ε a motorinei poate fi calculată folosind expresia :

$$\varepsilon = \frac{C_x}{C_0},$$

în care :

C_x este capacitatea traductorului cu proba de combustibil lichid ;
C_0 — capacitatea măsurată a aceluiaşi condensator ce are ca dielectric aerul sau vidul.

Eroarea comisă afectează a treia cifră zecimală a valorii capacităţilor măsurate C_x şi C_0, deoarece în deplasarea liniară a capacităţii etalon C_1 se poate produce o eroare de 0,1 mm, ceea ce corespunde la o eroare de 0,00842 pF pentru capacitatea măsurată.

4. Rezultatele experimentale obţinute

Aparatul construit a fost verificat iniţial prin determinarea conţinutului de aer din probe de apă luate dintr-un vas deschis. Pentru apă, la 20°C s-a obţinut următoarea valoare medie a conţinutului de aer :

$$V_0 = 20,5 \pm 0,22 \text{ cm}^3 \text{ gaze}/1\,000 \text{ cm}^3 \text{ apă}$$

sau :

$$a = 2,05 \pm 0,02\,\%.$$

Valoarea obţinută este în concordanţă cu rezultatele experimentale publicate de alţi autori [1], [7].

Măsurările efectuate asupra unor probe de motorină tip —5, luate din rezervorul de combustibil al unei instalaţii de injecţie montată pe un stand de injecţie, au dat următoarea valoare medie a conţinutului de gaze :

$$V_0 = 62 \text{ cm}^3 \text{ gaze}/1\,000 \text{ cm}^3 \text{ motorină}.$$

Rezultatele măsurărilor, obţinute cu ajutorul metodei fizice cu acţiune intermitentă, sînt date în tabela 1.

Tabela 1

Denumirea combustibilului	V_0 cm³ gaze/1 000 cm³ lichid	a% la 20°C
Motorină — 5	62,0	6,20
Benzină C.O. = 75	71,5	7,15
Benzină C.O. = 90	61,7	6,17
Petrol tip DAV	56,5	5,65
Izooctan	49,9	4,99
Normal heptan	80,0	8,00
Alcool etilic	53,5	5,35
Alcool metilic	45,7	4,57
Alcool izopropilic	58,0	5,80

În lucrare s-a determinat, de asemenea, numărul minim de pulverizări pentru a degaza probele de motorină. Curba $\Delta p = f(z)$ (fig.7) a presiunii funcţie de numărul de injectări indică o variaţie aproape insensibilă a presiunii după 4—6 pulverizări.

Curba *1* se referă la motorina —5 folosită în condiţii normale.

Curba *2* se referă la motorina —5 după ce a fost ultrasonată timp de 3—4 min cu ultrasunete de 1 000 kHz şi cu o intensitate de 100 mA.

Curba *3* se referă la motorina —5 supusă în prealabil acţiunii ultrasunetelor de 3 500 kHz şi de intensitate 100 mA.

Ultrasunetele au fost produse cu generatoare piezoelectrice introduse într-un recipient cu motorină. Se remarcă că, prin ultrasonare, se produce o dezaerare parţială a motorinei :

conţinutul de aer scade de la 6,02 % (în cazul motorinei neultrasonate) la 3,6 % (în cazul ultrasunetelor cu frecvenţe de 1 000 kHz) şi la 3,55 % (pentru ultrasunetele de 3 500 kHz). Se constată că nici frecvenţa şi nici durata ultrasunetului nu influenţează intensitatea procesului de dezaerare prin ultrasonare la motorine.

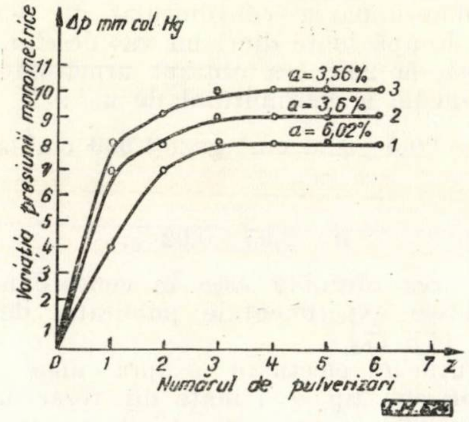


Fig. 7

În a doua etapă experimentală a lucrării s-au efectuat măsurări cu ajutorul noii metode electronice „a bătăilor de zero”. Utilizînd motorine încălzite în domeniul de temperaturi cuprins între 20 şi 80°C, permitivitatea dielectrică a motorinei a variat între 1,20 şi 2,80, ceea ce corespunde unei variaţii a conţinutului total de gaze din combustibil cuprins între valorile 6,20 şi 5,10 (fig. 8).

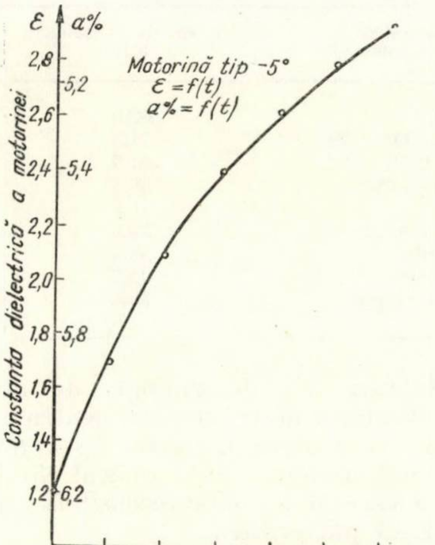


Fig. 8

5. Concluzii

Contribuţiile aduse în problema măsurării conţinutului de aer din combustibilii lichizi, prezentate în lucrare, sînt următoarele :

1. Valorile conţinutului de aer din combustibilii folosiţi variază într-un domeniu restrîns (4,5—8 %).

2. Alcoolii au, în aceleaşi condiţii, un conţinut de aer mai redus decît ceilalţi combustibili folosiţi luaţi în studiu.

3. Ultrasunetele provoacă o dezaerare parţială a lichidelor care, în domeniul frecvenţelor utilizate, nu depinde nici de frecvenţă şi nici de durata ultrasonării.

4. Avantajele şi dezavantajele celor arătate mai sus sînt următoarele :

A. *Aparatul cu mercur*

Avantaje

a) Timpul de efectuare a unei măsurări la aparatul cu mercur este de ordinul a 4—5 min; acest timp depinde de secţiunea de trecere a celor două robinete din partea inferioară a aparatului.

b) Precizia aparatului cu mercur este destul de bună ; erorile comise afectează prima cifră zecimală.

c) Faţă de aparatele de construcţie similară existente în literatură, aparatul construit de autori reduce pierderile de gaze prin neetanşeităţi printr-o construcţie compactă a aparatului.

d) Metoda poate fi folosită pentru măsurarea conţinutului de gaze şi la alte lichide.

e) Metoda dă rezultate reproductibile.

f) Costul aparatului este redus.

Dezavantaje

a) Metoda necesită precauţii în manevrarea aparatului datorită :

— toxicităţii vaporilor de mercur ;
— fragilităţii aparatului (sticlă).

b) Aparatul nu poate fi utilizat decît într-un interval de temperaturi relativ restrîns.

B. *Aparatul electronic*

Avantaje

a) Durata efectuării unei măsurări este de aproximativ un minut.

b) Erorile comise afectează a treia cifră zecimală.

c) Poate fi extins teoretic la orice lichid.

d) Permite măsurarea continuă a conţinutului de aer din combustibili, chiar în regim de lucru pe motor.

Dezavantaje

a) Este o metodă subiectivă.

b) Necesită precauţii speciale în vederea eliminării erorilor cauzate de efectele parazite ale instalaţiei electronice de măsurare.

c) Instalaţia este costisitoare.

d) Necesită etalonare prealabilă.

5) Ţinînd seamă de avantajele şi dezavantajele celor două metode, arătate mai sus, se poate conchide că metoda directă de măsurare a conţinutului de aer din combustibili satisface cerinţele experimentale.

Metoda indirectă electronică propusă elimină o serie de dezavantaje ale celorlalte metode cunoscute, fiind totuşi susceptibilă de perfecţionare care să înlăture în special subiectivitatea metodei de lucru.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, I., Bărglăzan, M.* Aparat pentru măsurarea conţinutului de aer din apă. Comunicările Conferinţei de maşini hidraulice din sept. 1964, partea I, p. 197–208, Laboratorul de maşini hidraulice-Timişoara.

[2] *Antonescu, C. S.* Biologia apelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1963.

[3] *Balakin, V. I., Eremeev, A. F., Semenov, B. N.* Toplivnaia apparatura bîstrohodnîh dizelei. Leningrad, Maşinostroenie, 1967.

[4] *Başta, T. M.* Samaliotnîe ghidravliceskie priborî i agregatî. Moscova, Oboronghiz, 1951.

[5] *Certkov, Ia. B.* Sovremennîe i perspektivnîe uglevodorodnîe reaktivnîe i dizelnîe topliva. Moscova, Himiia, 1968.

[6] *Fitzpatrik, H. M.* Metode de măsurare a conţinutului de aer. American Towing Tanc Conference, University of California, 1959.

[7] *Gaiginschi, E., Simionescu, A., Homutescu, A., Bîrjoianu, A., Lăzărescu, E.* Influenţa bulelor de gaze din circuitele de joasă presiune a sistemului de injecţie al unui motor de tractor asupra procesului de injecţie. Lucrare efectuată în 1969, pe bază de contract cu Uzina mecanică fină-Sinaia.

[8] *Kanellopoulos, E. V.* New method for measuring the gas content of water. Mechanical Engineering Research Laboratory (MERL) Fluid Report, nr. 69. 1958.

[9] *Lăzărescu, E.* Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al fenomenului de cavitaţie şi al efectelor lui la motoarele Diesel rapide. Institutul politehnic Iaşi, Facultatea de mecanică, 1970, teză de doctorat.

[10] *Numachi, F.* Nachtrag zum Aufsatz „Über die Kavitationsentstehung mit besonderem Bezug auf dem Luftgehalt des Wassers". The Technology Reports of the Tohoku-Imperial University Japan, vol. 12, nr. 4, 1938, p. 529–542.

[11] *Richardson, E. G.* The mechanism of cavitation. În: Wear, Usure, Verschliess, vol. 2, nr. 2, 1958, p. 97–160.

CZ 658.5

Contribuţii la perfecţionarea metodei „verigilor" în studiul amplasării optime a locurilor de muncă. Modelul triunghiurilor grele comune

Ing. Constantin MIHĂESCU – Centrala industrială de autocamioane şi tractoare – Braşov

Aproape orice studiu de organizare raţională a unui proces de producţie sau, la o scară mai mică, a unei linii de fabricaţie, implică o analiză şi în final o îmbunătăţire a amplasării atelierelor, respectiv a locurilor de muncă (posturilor).

Una dintre cerinţele de bază ale unei amplasări optime este asigurarea unei durate minime a deplasărilor materialelor şi produselor de-a lungul fluxului tehnologic. Pentru aceasta este necesar ca traiectele parcurse să fie pe cît posibil rectilinii şi pe distanţe cît mai scurte.

Cînd în aceleaşi ateliere se fabrică mai multe produse sau pe aceeaşi linie tehnologică trec mai multe repere parcurgînd şi într-un caz şi în celălalt traiecte diferite în cantităţi diferite, pentru stabilirea rapidă a amplasării optime se folosesc de obicei două metode grafice de analiză: metoda gamelor fictive şi metoda verigilor.

Întrucît metoda gamelor fictive nu constituie obiectul prezentei lucrări, amintim numai că în cazul unui atelier de pildă această tehnică de studiu permite găsirea unei succesiuni liniare (game) a locurilor de muncă necesare prelucrării tuturor reperelor, astfel încît suma lungimilor traiectelor parcurse să fie minimă, fără a ţine însă seamă de intensitatea de trafic pe fiecare interval între două posturi şi presupunînd că spaţiul productiv permite o amplasare „în lanţ" — un post după altul.

Cum însă nu întotdeauna amplasarea liniară este posibilă, o dată stabilit, lanţul trebuie „încolăcit" sau „rupt" în aşa fel încît să acopere uniform spaţiul pe care-l avem la dispoziţie, în majoritatea cazurilor de formă neregulată. Apar astfel porţiuni în care locurile de muncă trebuie grupate în număr mai mic sau mai mare după cum configuraţia şi caracteristicile spaţiului de producţie o cer. În aceste cazuri se recomandă folosirea metodei „verigilor".

Această metodă permite găsirea amplasării optime a locurilor de muncă asigurînd mai multe fabricaţii suprapuse sau consecutive ţinînd seamă că:

— nu toate reperele trec neapărat prin toate posturile;

— ordinea de trecere poate fi diferită pentru diversele repere;

— frecvenţele de fabricaţie — numărul de piese din fiecare tip (reper) pentru un ansamblu sau prelucrate în unitatea de timp — pot diferi în limite destul de mari.

Prin „verigă" (relaţie) se înţelege drumul parcurs de una sau mai multe piese de la un post la altul şi se defineşte prin simbolurile celor două posturi legate. Astfel, veriga AB este drumul care leagă postul A de postul B. Numărul de treceri prin verigă ale diverselor piese sau materiale într-un sens şi în celălalt constituie „legăturile" relaţiei respective. Rezultă că numărul de legături ale unei relaţii depinde:

— de numărul de piese care circulă în fiecare sens (de la A la B şi de la B la A) pentru fiecare gamă operatorie;

— de frecvenţa de fabricaţie a fiecărui tip de piesă (frecvenţa reperelor).

Amplasarea va trebui deci să fie studiată căutînd reducerea maximă a lungimii verigilor (drumurilor) acestea avînd o importanţă relativă determinată de numărul respectiv de legături.

Anumite locuri de muncă, în urma fabricării mai multor tipuri de piese, vor deveni „noduri" de unde pleacă radial mai multe verigi către posturile cu care se află în relaţie.

Tehnica de studiu cu această metodă, aşa cum recomandă literatura de specialitate pe plan mondial, este următoarea:

a) Se întocmeşte *tabela verigilor* (tabela 1) care evidenţiază pentru fiecare reper lanţul posturilor parcurse în fabricaţie pe intervalul tehnologic studiat şi verigile componente.

Tabela 1

Reper 1		Reper 2		Reper 3		Reper 4	
Gama operatorie	Verigile componente	Gama operatorie	Verigile componente	Gama operatorie	Verigile componente	Gama operatorie	Verigile componente
A	AB	A	AB	D	DF	A	AC
B	BD	B	BC	F	FH	C	CD
D	DE	C	CE	H	HI	D	DH
E	EF	E	EG	I	IH	H	HF
F	FH	G	GI	H	HJ	F	FB
H	HF	I	IE	J	JF	B	
F	FB	F	FD	F			
B	BI	D					
I	IJ						
J							

De exemplu, pentru uzinarea a patru repere pe zece maşini A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, parcurgînd gamele operatorii:

— reper nr. 1 (coef. de frecv. 1) A, B, D, E, F, H, F, B, I, J,

— reper nr. 2 (coef. de frecv. 3) A, B, C, E, G, I, F, D,

— reper nr. 3 (coef. de frecv. 1) D, F, H, I, H, J, F,

— reper nr. 4 (coef. de frecv. 2) A, C, D, H, F, B,

tabela verigilor va arăta astfel (tabela 1).

b) Se evidenţiază relaţiile fiecărui post cu toate celelalte posturi şi frecvenţa legăturilor convergînd în fiecare verigă, în *tabela frecvenţei legăturilor*.

Această tabelă are dublă intrare: fiecărui post îi corespunde o coloană verticală şi o interlinie orizontală. Fiecare pătrat-intersecţie reprezintă o verigă (relaţie) posibilă. Un „x" într-un pătrat simbolizează o legătură efectivă în veriga respectivă. Legăturile se obţin urmărind fiecare gamă operatorie şi însemnînd în pătratele corespunzătoare verigile componente prin atîţia „x" cîte legături conţin. Numărul de relaţii ale fiecărui post este indicat în pătratul comun coloanei verticale şi interliniei orizontale a postului şi este egal cu suma pătratelor (căsuţelor) din această coloană şi această interlinie în care apar legături.

Pentru exemplul nostru tabela frecvenţei legăturilor va arăta astfel (tabela 2).

Tabela 2

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
J						x		x	x	3
I		x				xxx	xxx	xx	5	
H				xx		xxx xx		4		
G					xxx		2			
F		x xx		xxx x	x	6				
E			xxx	x	4					
D		x	xx	5						
C	xx	xxx	4							
B	x xxx	5								
A	2									

c. Se desenează *schiţa amplasării teoretice* astfel:

— pe o linie orizontală se trasează o serie de puncte echidistante; distanţa constantă dintre ele se numeşte „modul"; din aceste puncte pleacă două familii simetrice de drepte paralele făcînd între ele unghiuri de 60°; prin punctele de intersecţie se duc paralele la orizontala de bază formîndu-se astfel mai multe triunghiuri echilaterale; intersecţiile reţelei formate constituie „noduri" din care pleacă şase drumuri egale cu un modul;

— se plasează pe un nod central postul cu cele mai multe „relaţii" (în exemplul ales postul „F" cu şase relaţii);

— se trasează relaţiile acestui post plasînd pe noduri învecinate posturi avînd între ele legături;

— se continuă din aproape în aproape, prin tatonări, plecînd de la fiecare post astfel amplasat;

— se verifică şi corijează soluţiile oţinute ţinînd seamă de următoarele criterii:

— evitarea la maximum a verigilor în afara modulelor (mai mult de şase verigi plecînd dintr-un nod, relaţii între posturi amplasate la o distanţă mai mare de un modul etc.);

— scurtarea maximă a verigilor în afara modulului;

— prioritate în amplasarea „în modul” pentru posturile cu număr mai mare de legături.

d. Se transpun variantele teoretice, probabil cele mai reuşite, *în variante de amplasare reală* în spaţiul existent, utilizînd vignete şi machete pentru a putea ţine seamă :

— de suprafeţele posturilor, inclusiv porţiunile pentru stocări, manipulări şi circulaţie;

— de angajarea tipurilor de maşini în fluxul tehnologic (una sau mai multe maşini de acelaşi tip necesare unui singur post, mai multe maşini de acelaşi tip sau de tipuri diferite deservite de un singur muncitor etc.);

— de punctul de plecare al pieselor de la o maşină şi de punctul de sosire la maşina următoare.

e. Se alege *soluţia definitivă* — cea care este cea mai apropiată de scopul propus — reducerea maximă a travaliului pentru transporturi.

Alegerea se face comparînd eficacitatea diverselor soluţii şi variante pe baza criteriilor enumerate la punctul precedent şi a valorilor sumei produsurilor : *număr de piese* × *lungimea traseului* sau a sumei produsurilor : *greutate transportată* × *lungimea traseului*.

★

Practica dovedeşte că dacă fazele „*a*” şi „*b*” din procedura actuală de aplicare a acestei metode sînt simple, precise şi la îndemîna oricui, fazele următoare „*c*” şi „*d*” şi mai ales „*e*” sînt complicate, nesigure şi laborioase, accesibilitatea şi eficacitatea lor scăzînd pe măsură ce lungimea gamelor operatorii şi reperele diferite care le parcurg cresc.

Astfel, la game cuprinzînd 15—25 de tipuri de locuri de muncă şi la un număr de legături în verigi de ordinul zecilor — cazurile cele mai frecvente întîlnite în practica industrială — dificultăţile cresc în aşa măsură încît de cele mai multe ori se renunţă la aplicarea acestei metode.

Iată cîteva din dificultăţile întîmpinate în cazurile amintite :

— tatonările care se fac în vederea găsirii poziţiei celei mai potrivite a fiecărui post la întocmirea diferitelor variante ale amplasării teoretice (faza „*c*”) sînt extrem de laborioase, consumă un timp îndelungat şi ceea ce este şi mai neplăcut este că eficacitatea alegerii unei soluţii sau a alteia nu poate fi imediat şi rapid apreciată pentru fiecare post în parte folosind un criteriu simplu şi precis; aşa cum s-a arătat ceva mai înainte, în prezent compararea soluţiilor este posibilă pe nişte baze mai precise numai în final, efectuarea calculelor volumului de transport realizat într-un caz sau într-altul la amplasarea fiecărui post în parte nefiind rentabilă din cauza efortului mare cerut;

— calculul comparativ final al eficacităţii soluţiilor considerate cele mai bune nu arată de fapt decît în ce măsură o soluţie este mai eficientă ca alta, fără a putea însă să aprecieze dacă soluţia aleasă pentru aplicare este cea mai rentabilă posibil sau cît de cît apropiată de aceasta;

— inexistenţa unei posibilităţi operative de control a preciziei operaţiilor de tatonare de la faza „*c*” duce în mod inevitabil la strecurarea unor erori mai mici sau mai mari în alegerea amplasării posturilor şi, dat fiind caracterul repetitiv al procedeului „din aproape în aproape”, prin însumare aceste erori depărtează soluţia finală de soluţia ideală cu atît mai mult cu cît numărul posturilor este mai mare.

Dificultăţile enumerate limitează cîmpul de aplicabilitate al metodei făcînd-o utilizabilă numai în cazuri relativ simple. Se impune deci înlăturarea acestor dificultăţi prin perfecţionarea metodei în special în faza „*c*” — alegerea celor mai potrivite poziţionări relative a posturilor şi reprezentarea acesteia în schiţa amplasării teoretice.

Dată fiind complexitatea problemei se pare că rezolvarea ei nu se poate obţine decît numai cu ajutorul unui model matematic care să fie simplu şi uşor de utilizat şi totodată destul de complet pentru a reprezenta explicit şi suficient de fidel realitatea.

★

Modelul matematic propus de autorul lucrării de faţă este de tip analogic. Scopul modelului este de a oferi inginerului de metode care aplică metoda verigilor un criteriu simplu, rapid şi precis de stabilire pentru fiecare post în parte a poziţiei celei mai rentabile în schiţa amplasării teoretice elaborată în faza „*c*”.

Pentru a defini acest model, să analizăm mai în detaliu structura unei amplasări teoretice în reţea (fig. 1) şi să observăm următoarele :

— fiecare post este înconjurat la distanţa de un modul de şase posturi situate în vîrfurile unui exagon; de exemplu postul „*F*” este situat în centrul exagonului „*BDHJIE*”; să numim acest exagon „corpul *F*”. Corpul „*E*” este incomplet : „*CBFIG*”. La fel corpul „*B*”; „*ADFEC*”;

— fiecare „corp” complet conţine şapte posturi şi 12 verigi : şase periferice şi şase centrale (relaţiile postului central);

— fiecare verigă este mai mult sau mai puţin importantă în funcţie de „*intensitatea traficului*” său, adică de frecvenţa (numărul) legăturilor aferente; de exemplu, pentru corpul „*F*” din tabela 2, se constată că numărul de legături existente pe verigile centrale este, în ordine descrescătoare: 5(FH), 4(FD), 3(FB) 3(FI), 1(FE) şi 1(FJ);

— *densitatea corpului* (aici numărul de legături pe unitatea de suprafaţă) nu este omogenă; dacă se ia ca unitate de suprafaţă triunghiul echilateral cu latura un modul, densitatea fiecărui triunghi este egală cu suma legăturilor conţinute în verigile care-l definesc; de exemplu densitatea triunghiului *FJI* este: 1 + 1 + 3 = 5, densitatea triunghiului *FHJ* este: 5 + 1 + 1 = 7 ş.a.m.d.; densitatea unui „corp" va fi egală cu suma densităţilor celor şase triunghiuri componente;

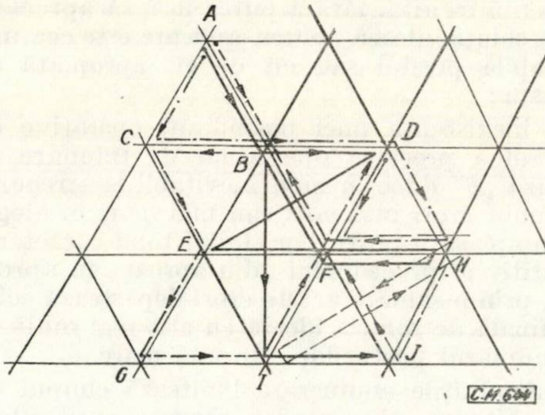


Fig. 1. Schiţa amplasării teoretice

— corpurile a două posturi vecine au două triunghiuri comune formînd un romb comun;

— privită în ansamblu, amplasarea teoretică va fi cu atît mai bună cu cît triunghiurile mai „dense" se vor afla mai aproape de nodul cu numărul cel mai mare de relaţii, nod pe care-l numim *„centrul gravitaţional al amplasării"*.

„Atracţia" necesară a triunghiurilor către acest centru şi prioritatea ei pentru exagoanele şi triunghiurile „mai dense" ne sugerează ideea unei analogii cu atracţia gravitaţională.

Această analogie ne permite să ne imaginăm că în „căderea" (aşezarea) lor către „centrul gravitaţional", întîmpinînd „rezistenţa" condiţiilor unei cît mai bune amplasări, „corpurile" se vor orienta cu triunghiurile mai „grele" (dense) înainte (în sensul de mişcare) şi se vor „sedimenta" astfel în ansamblul general în ordinea „sosirii" adică în ordinea radială descrescătoare a „densităţii" lor.

Folosind acest model, problema se reduce la a determina legile care caracterizează „sedimentarea" amintită şi a deduce din ele o tehnică grafică simplă a cărei aplicare să ne permită o poziţionare rapidă şi sigură a posturilor de lucru în reţeaua amplasării teoretice.

Iată în ce constă această tehnică:

Faza 1: — se desenează pe hîrtie de calc exagonul fiecărui corp, aşezînd în jumătatea inferioară triunghiurile cele mai grele posibile; densitatea acestora trebuie să fie maximă; apoi hexagonul se decupează;

Faza 2: — se aşază în centrul reţelei postul cu corpul cel mai greu;

Faza 3: — se caută triunghiuri comune posibile printre triunghiurile grele ale corpurilor de densitate imediat mai mică; se începe cu corpul postului al II-lea ca importanţă;

Faza 4: — triunghiul comun găsit poziţionează următorul post, în ordinea importanţei (al III-lea);

Faza 5: — se caută al doilea triunghi care închide rombul comun al primelor două posturi poziţionînd cel de al IV-lea post;

Faza 6: — se continuă astfel din aproape în aproape pînă se amplasează toate posturile.

Pentru exemplificare să presupunem că într-o problemă de îmbunătăţire a amplasării utilajelor: *K, J, I, H, G, F, E, D, C, N, R, S,* aplicînd metoda verigilor (etapele „*a* şi *b*") se ajunge la următoarea tabelă a frecvenţei legăturilor (tabela 3).

Tabela 3

	S	R	N	C	D	E	F	G	H	I	J	K
K											xxxxx xxxxx xxxxx x	1^{16}_{11}
J	x			xx		x		xx	xx	xxxxx xxxxx xxxxx xxxxx	7^{44}_{2}	
I		xxx			xxxx	xxxxx xxx	xxxxx xxxxx xxxx	x	xxxxx xxxxx xxxxx x	7^{65}_{1}		
H					xx		xxxx	xxxxx xxxxx xxxxx xxxxx	5^{44}_{5}			
G					xxxxx xxxxx xxxxx		xxxxx xx	5^{45}_{4}				
F				x	xxxx	xxxxx xxx	6^{35}_{3}					
E	x	x		x		7^{20}_{6}						
D		x			5^{26}_{7}							
C				3^{4}_{9}								
N		x	1^{1}_{12}									
R		4^{6}_{8}										
S	2^{2}_{10}											

În căsuţele specifice fiecărui utilaj s-au notat: cu cifre mari numărul de relaţii cu alte posturi, în colţul din dreapta sus numărul total de legături, iar în colţul din dreapta jos numărul de ordine al postului din punctul de vedere al importanţei sale — dată de primele două numere notate.

Exagoanele celor mai importante posturi, construite pe baza datelor din tabela 3 şi indicaţiilor de la faza 1, vor fi cele din figura 2.

Se amplasează în centrul reţelei corpul *I*, cu triunghiurile grele în partea inferioară. Cel de al II-lea corp ca importanţă (nr. relaţii şi legături), corpul *J*, are triunghiul *IHJ* comun cu primul. Se roteşte corpul *J* în jurul axei sale pînă cînd se ajunge în poziția în care triunghiurile cele mai grele sînt orientate către centrul I și triunghiurile comune se pot suprapune ca în figura 3. Se obține astfel amplasarea optimă a primelor trei posturi : I, J și H. Corpurile I și J mai au cîte o relație de același fel, cea incluzînd postul E. Pentru a se găsi un al doilea triunghi comun cu un vîrf în E, în corpul I s-ar putea schimba posturile E și D între ele, fără ca numărul triunghiurilor grele d*e densitate maximă* să scadă. Pentru ca soluția să fie bună, ar trebui ca și în corpul J postul E să se poată schimba cu K în aceleași condiții. Se observă însă că aici schimbarea nu este recomandată deoarece *s-ar micșora numărul triunghiurilor grele de densitate maximă* și în consecință soluția nu se adoptă. Pînă la analiza corpului D, postul D rămîne pe același loc cu K. Acesta poate fi mutat în oricare din vîrfurile corpului J, deoarece poziția sa nu este determinată și de alte relații în afară de cea cu J, singura existentă, așa cum rezultă din tabela 3.

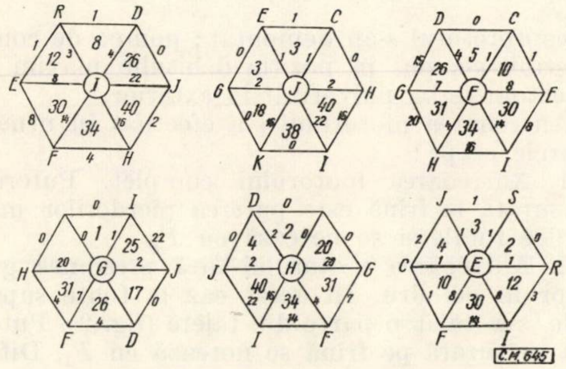


Fig. 2. Corpurile principalelor posturi

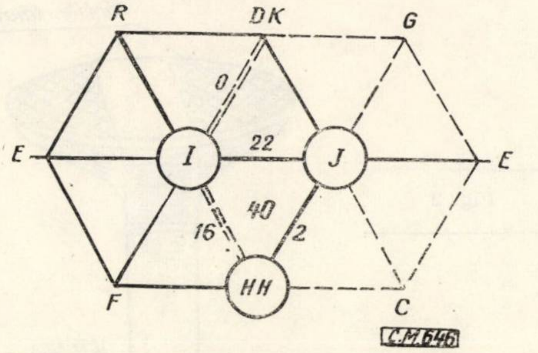


Fig. 3. Amplasarea primelor trei posturi

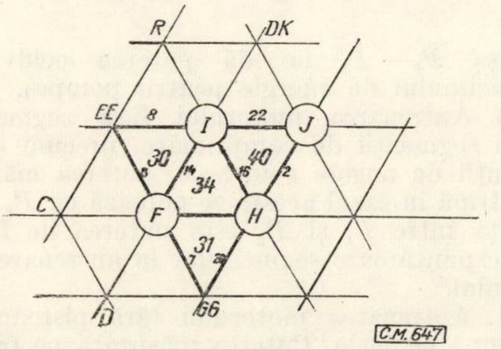


Fig. 4. Amplasarea posturilor IV, V și VI.

Posturile G, E și C, avînd relații slabe cu J, nu sînt poziționate în funcție de acestea. Ele se vor amplasa cînd vor fi luate în considerare corpurile respective.

Deci din apropierea corpurilor I și J se obțin numai trei soluții certe : I, J și H, cele care definesc triunghiul comun de densitate maximă (40) a întregului sistem, fapt pentru care aceste soluții sînt sigure și definitive.

Corpul următor ca importanță după I și J este F. Din figura 2 rezultă că cel mai greu triunghi din corpul F este triunghiul FIH care se regăsește printre triunghiurile grele ale corpului I unde ocupă locul doi în ordinea densității. Rezultă că amplasarea cea mai bună a postului F este în mod sigur la distanță de un modul de posturile I și H. Se încercuiește și acest post pe amplasamentul găsit, ca soluție definitivă.

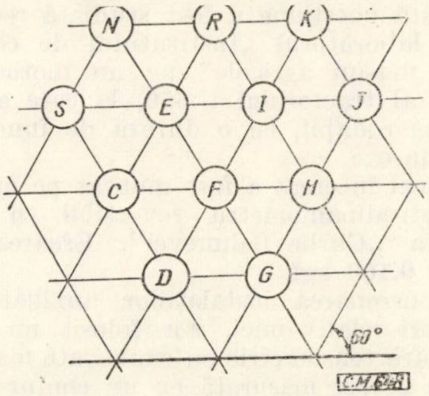


Fig. 5. Schița amplasării teoretice optime.

Se observă că înscriind toate vîrfurile corpurilor F și H în noile poziții, acestea au un vîrf comun în G. Același lucru se constată și între corpurile F și I, în punctul E. Triunghiurile comune formate sînt FHG (densitate 31) și FIE (densitate 30). Cum în corpurile E și G aceste triunghiuri sînt de asemenea recunoscute — ca fiind cele mai grele — se adoptă și pozițiile lor ca definitive și, în mod evident, cele mai bune posibil.

Procedîndu-se în mod analog și cu celelalte corpuri, se obține amplasarea teoretică din figura 5.

Această amplasare este foarte aproape de amplasarea cea mai bună posibilă în cazul considerat.

După cum se poate observa din exemplul dat, modelul matematic al „triunghiurilor grele comune'' constituie pentru analistul problemelor de amplasare un mijloc sigur și eficace pentru rezolvarea lor corectă.

CZ 621.436 ; 629.114.2

Componența pierderilor mecanice la un motor diesel de tractor

Ing. NGUYEN KHAC LÂN – R. D. Vietnam

Randamentul mecanic este un indice principal al motorului cu ardere internă, care apreciază pierderile sale mecanice. De obicei, pierderile mecanice se pot determina în mod global, existînd în acest scop mai multe metode. Dar ele nu se separă obișnuit în componente diferite. Cunoașterea amănunțită a componenței pierderilor mecanice, precum și a factorilor care le influențează are o semnificație importantă nu numai în fabricație, ci și în exploatare și reparația motorului.

Această chestiune a fost studiată recent de noi în laboratorul „Institutului de cercetare pentru mașini agricole'' pe un motor diesel D. 110 al tractorului U.650, la care abia s-a terminat rodajul, cu o durată de funcționare de 95 de ore.

Motorul încercat a fost montat pe un stand cu electrodinamometru reversibil cu curent continuu „Garbe Lahmevei''. Eroarea frînei este de 0,100 kgf.

La antrenarea instalațiilor auxiliare, care au valori relativ mici, s-a folosit un aparat de măsură tensometric cu exactitate mai mare. Turația a fost măsurată cu un contor electric „Minicounter M–40'', care permite să măsoare turația instantanee pe minut a axului frînei. Schema dispozitivelor de antrenare este arătată în figura 1.

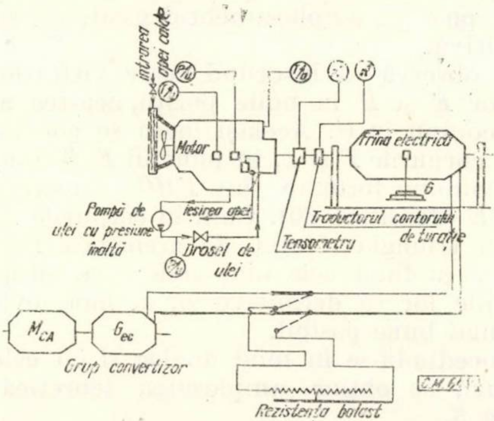


Fig. 1

Motorul a fost încercat la turațiile: 1200, 1400, 1600, 1800 rot/min, și la temperaturile: $T_{apă} = T_{ulei} = 40°C$, $T_{apă} = T_{ulei} = 60°C$, $T_{apă} = 70°C$, $T_{ulei} = 80°C$. Apă caldă s-a circulat în motor de la o sursă externă. Uleiul folosit la încercare a fost de tipul 413 (după STAS –781/49). În timpul încercării, filtrul de aer și compresorul s-au demontat; pompa de combustibil s-a pus în poziția debitului maxim și injectoarele au pulverizat în exterior.

Antrenarea motorului s-a efectuat în următoarele etape:

1. Antrenarea motorului complet. Puterea măsurată la frînă este puterea pierderilor mecanice totale și se notează cu P_t.

2. Antrenarea motorului fără presiunea gazelor în cilindru. În acest caz la toate supapele s-a tăiat o parte din talere (fig. 2). Puterea măsurată pe frînă se notează cu P_1. Diferența $P_t - P_1$ ne dă puterea echivalentă consumului de energie pentru pompaj.

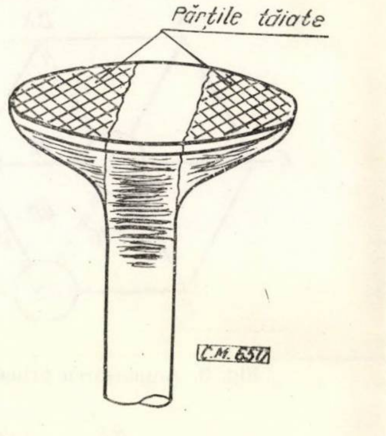


Fig. 2

3. Antrenarea motorului fără segmenți — toți segmenții de comprimare, precum și segmenții de ungere s-au scos, puterea măsurată pe frînă în cazul acesta se notează cu P_2. Diferența între P_1 și P_2 este puterea de frecare corespunzătoare segmenților la antrenarea motorului.

4. Antrenarea motorului fără pistoane împreună cu biele. Puterea măsurată pe frînă se notează cu P_3. Puterea de frecare corespunzătoare pistoanelor și lagărelor de bielă este egală cu diferența dintre P_2 și P_3.

5. Antrenarea motorului fără pompa de combustibil.

Puterea măsurată pe frînă în acest caz se notează cu P_4. Diferența $P_3 - P_4$ este puterea necesară pompei de combustibil.

6. Antrenarea motorului fără ventilator. Puterea măsurată pe frînă se notează cu P_5, diferența între P_4 și P_5 va fi puterea necesară ventilatorului.

7. Antrenarea motorului fără pompă de apă și generator împreună cu cureaua de transmi-

sie. Notînd cu P_6 puterea măsurată pe frînă în acest caz, diferenţa P_5-P_6 reprezintă puterea necesară pompei de apă şi generatorului împreună cu cureaua sa.

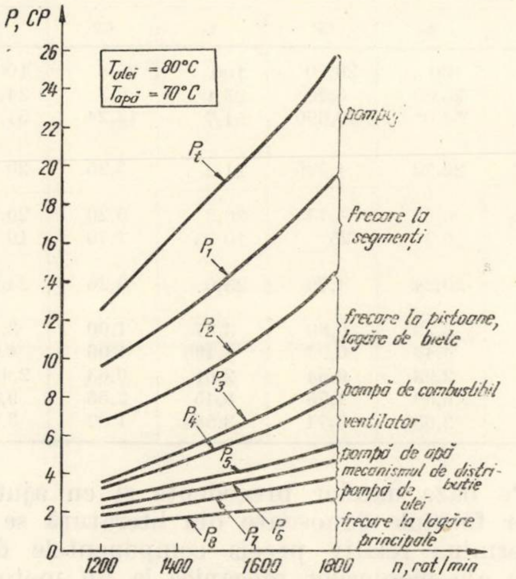


Fig. 3

8. Antrenarea motorului fără acţiunea mecanismului de distribuţie. Pentru acest scop, s-a scos afară pinionul intermediar. Puterea măsurată pe frînă se notează cu P_7 şi deci diferenţa P_6-P_7 va fi puterea de frecare corespunzătoare mecanismului de distribuţie.

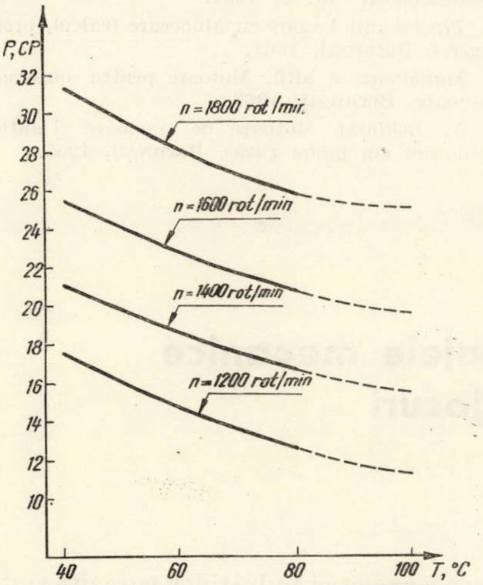


Fig. 4

9. Antrenarea motorului fără pompa de ulei. Pompa de ulei s-a scos din carter. Pentru ca ungerea arborelui cotit să fie normală, o parte de ulei de la drosel se scurge prin supape de suprapresiune, lîngă filtru de ulei. Puterea măsurată pe frînă în cazul acesta se notează cu P_8, care reprezintă puterea de frecare la lagărele principale sub acţiunea greutăţii arborelui cotit împreună cu volantul. Diferenţa P_7-P_8 este puterea necesară pompei de ulei.

Figura 3 reprezintă componenţa pierderilor mecanice la motorul încercat prin metodele experimentale menţionate, la o temperatură a uleiului de 80°C şi a apei de 70°C.

Influenţa temperaturii şi turaţiei asupra puterii pierderilor mecanice totale este arătată în figura 4 şi figura 5.

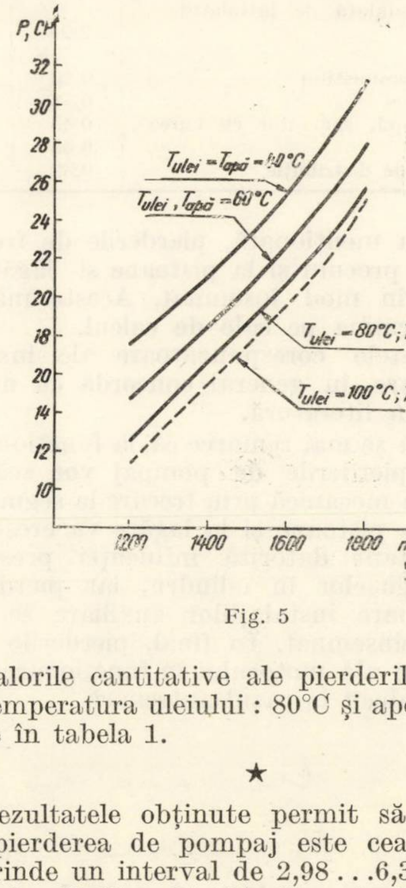


Fig. 5

Valorile cantitative ale pierderilor mecanice la temperatura uleiului : 80°C şi apei : 70°C sînt date în tabela 1.

★

Rezultatele obţinute permit să se observe că pierderea de pompaj este cea mai mare, cuprinde un interval de 2,98 . . .6,3 CP respectiv de 23,65 . . .24,4% din pierderile totale. Ordinul acesta de mărime este prea ridicat, el necorespunzînd cu realitatea. Pierderea de pompaj a fost determinată de noi şi prin metoda de ridicare a diagramei indicate la cilindrul suspendat pe acelaşi motor de încercare. Astfel s-a văzut că această pierdere este de numai 1,4 . . . .4,2 CP în acelaşi interval de turaţie. Situaţia se explică prin aceea că valorile pierderii de pompaj au fost stabilite prin diferenţa între puterea pierderilor totale P_t (există acţiunea presiunii gazelor în cilindru) şi puterea pierderilor P_1 cînd s-au scos segmenţii (lipsa influenţei gazelor în cilindri). De aceea, în valorile pierderii de pompaj reprezentate în tabela 1 se încorporează o parte din frecarea segmenţilor, pistoanelor şi lagărelor sub influenţa presiunii gazelor.

Tabela 1

Componența pierderilor mecanice ale motorului diesel D.110 determinate prin antrenare la temperatura motorului
$T_{apă} = 70°C$; $T_{ului} = 80°C$

Componentele / n (rot/min)	1200		1400		1000		1800	
	CP	%	CP	%	CP	%	CP	%
Pierderea totală	12,60	100	16,70	100	20,70	100	25,8	100
Pierderea de pompaj	2,98	23,65	4,3	25,8	5,20	25,1	6,3	24,4
Pierderea prin frecare	7,30	58,00	9,02	54,0	10,690	51,7	13,24	51,4
din care :								
– prin frecarea segmenților	2,80	22,21	3,715	22,22	4,395	21,2	5,25	20,35
– prin frecarea pistoanelor și lagărelor de bielă	3,22	25,55	3,385	20,23	4,155	20,3	5,20	20,20
– prin lagărele principale	1,28	10,3	1,72	10,3	25	10,33	2,79	10,80
Pierderea consumată de instalațiile auxiliare	2,28	18,12	3,38	20,24	4,76	23,0	6,26	24,2
din care :								
– pompă de combustibil	0,30	2,38	0,55	3,295	0,80	3,87	1,00	3,88
– pompă de ulei	0,58	4,61	0,75	4,49	0,93	4,495	1,06	4,11
– pompă de apă, generator cu curea	0,43	3,41	0,49	2,93	0,54	2,61	0,63	2,442
– ventilator	0,65	5,15	1,15	6,89	1,75	8,45	2,55	9,88
– mecanismul de distribuție	0,32	2,57	0,44	2,635	0,74	3,580	1,02	3,955

Din cauza menționată, pierderile de frecare la segmenți precum și la pistoane și lagăre se micșorează în mod însemnat. Aceste mărimi se pot determina pe cale de calcul.

Componentele corespunzătoare ale instalațiilor auxiliare, în general concordă cu datele prezentate în literatură.

Trebuie să se mai remarce că, la funcționarea motorului, pierderile de pompaj vor scădea, iar pierderea mecanică prin frecare la segmenți, precum și la pistoane și la lagăre va crește în mod important datorită influenței presiunii ridicate a gazelor în cilindru, iar pierderile corespunzătoare instalațiilor auxiliare se vor amplifica neînsemnat. În final, pierderile mecanice totale ale motorului în funcționare vor fi mai mari decît în cazul antrenării.

Pe baza datelor precedente și cu ajutorul unor formule cunoscute din literatură se pot determina relativ precis componentele detaliate ale pierderilor mecanice la un motor în funcționare precum și în antrenare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici. București, 1966.

[2] *Vasiliev, B. N.* Prinderea mecanică a motorului de automobilul „Moskvic" Avtomobilnaia i tractornaia promîșlennosti" nr. 2, 1954.

[3] *N. Tipei* și alții. Lagăre cu alunecare (calcul, proiectare› ungere). București, 1961.

[4] *R. Mărdărescu* și alții. Motoare pentru automobile și tractoare. București, 1968.

[5] *V. N. Boltinski.* Motoare de tractoare și automobile (traducere din limba rusă). București, 1955.

TF Mechanikai rezgések mérése

CZ 621.825.7 TF Rezgésmérés gépeken

Pulsații parazite introduse de cuplajele mecanice cu elasticități, mase excentrice și jocuri

Ing. Ladislau OBERST – Electrobanat – Timișoara
Dr. ing. Bernard OPRENDECK – Institutul politehnic – Timișoara

În diverse domenii ale tehnicii (automatizări, oscilografierea unor fenomene etc.) este necesară transmiterea fidelă prin cuplaje mecanice a cuplului și turației mașinilor rotative. Cuplajele mecanice sînt însă surse de pulsații parazite, deformînd mărimea transmisă. În scopul micșorării lor, pulsațiile parazite trebuie identificate.

Cauzele apariției pulsațiilor parazite sînt multiple. Într-o altă lucrare [1], autorii s-au ocupat de pulsațiile datorite necoaxialităților cuplării la cuplajele mecanice rigide. În cele ce urmează se vor analiza pulsațiile parazite care se datoresc (pe lîngă necoaxialitățile cuplării) elasticității unor părți ale cuplajelor mecanice, maselor excentrice și jocurilor între părțile cuplajelor.

Cuplaje mecanice cu elasticităţi nedorite

Elasticitatea unei părţi a cuplajului poate fi :
- radială ;
- de torsiune ;
- radială şi de torsiune.

1. *Cuplaje mecanice cu elasticitate radială (fig. 1)*

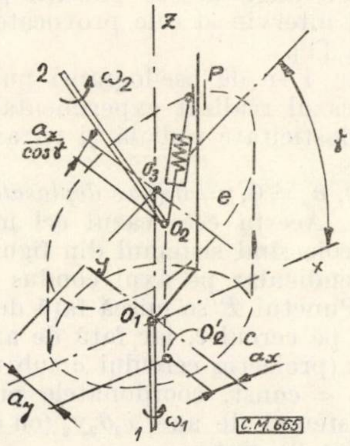


Fig. 1. Cuplaj cu elasticitate radială.

Se presupune că axul conductor *1* şi cel condus *2* sînt cuplate printr-un cuplaj mecanic cu una din părţi (de exemplu manivela axului condus), elastică pe direcţie radială dar perfect rigidă pe orice altă direcţie. Se mai presupune că manivela axului condus poate aluneca cu capătul *P* fără frecare pe manivela axului conducător. Variaţia lungimii manivelei axului condus în timpul unei rotaţii provoacă apariţia unei forţe elastice pulsatoare. Din aceasta va rezulta un cuplu pulsator introdus de cuplaj.

Manivelele axului conducător *1* şi condus 2 se învîrt în două plane perpendiculare pe axele respective. Poziţia relativă a celor două axe poate fi definită prin unghiul γ dintre cele două plane perpendiculare pe axe şi prin dezaxările a_x şi a_y (fig. 1). Prezintă interes următoarele cazuri :

a) $a_x \neq 0$, $a_y \neq 0$, $\gamma = 0$ (*axele paralele deplasate*). Deplasarea totală a celor două axe este $a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}$. Proiectînd sistemul pe un plan perpendicular pe cele două axe şi alegînd una din axe în direcţia dezaxării a, obţinem situaţia din figura 2. Cu notaţiile din figura 2, pentru $\omega_1 = \mathrm{const}$ se poate scrie la un moment dat t :

$$\alpha_1 = \int_0^t \omega_1 \mathrm{d}t = \omega_1 t \quad \text{şi} \quad \omega_2 = \int_0^t \omega_2 \, \mathrm{d}t.$$

Se alege $t = 0$ pentru $\omega_1 = \omega_2 = 0$. Din teorema sinusului pentru triunghiul $0_1 0_2 P$ rezultă :

$$\sin \delta = \frac{a}{l} \sin \omega_1 t. \qquad (1)$$

Dacă elementul elastic (cu constanta elastică k) se află în repaus pentru $l = l_0$, forţa elastică F este :

$$F = k\,(l - l_0). \qquad (2)$$

Folosind notaţiile din figura 2, cuplul elastic pulsator produs de această forţă se scrie :

$$C_e = Fr \sin \delta = k \frac{l - l_0}{l} \cdot \frac{a^2}{\varepsilon} \sin \omega_1 t, \qquad (3)$$

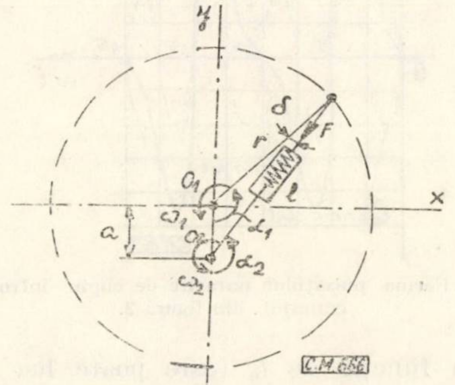


Fig. 2. Cuplaj cu elasticitate radială, cu axe paralele deplasate.

unde $\varepsilon = \dfrac{a}{r}$ este dezaxarea relativă.

Din figura 2 se deduce :

$$l = \sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \omega_1 t} = r\sqrt{1 + \varepsilon^2 + 2\varepsilon \cos \omega_1 t}.$$

În practică $\varepsilon \ll l$, deci :

$$l \cong r\sqrt{1 + 2\varepsilon \cos \omega_1 t} \cong r\,(1 + \varepsilon \cos \omega_1 t). \qquad (4)$$

Atunci :

$$\frac{l - l_0}{l} = \frac{r\,(1 + \varepsilon\cos\omega_1 t) - l_0}{r\,(1 + \varepsilon\cos\omega_1 t)} \cong 1 + \varepsilon \cos \omega_1 t - \frac{l_0}{r} = -\frac{l_0 - r}{r} + \varepsilon \cos \omega_1 t.$$

Notînd $\xi = \dfrac{l_0 - r}{a}$, relaţia (3) devine :

$$C_e = -\,\xi\, k\, a^2 \sin \omega_1 t + \frac{1}{2} k a^2 \sin 2\,\omega_1 t \qquad (5)$$

sau :

$$C_e = C_1 \sin \omega_1 t + C_2 \sin 2\,\omega_1 t, \qquad (6)$$

unde :

$$C_1 = -\,\xi\, k a^2 \quad \text{şi} \quad C_2 = \frac{1}{2} k a^2.$$

Deci, făcînd abstracţie de faptul că nu va putea exista o antrenare la ω_1 riguros constant şi că, din cauza pulsaţiilor lui ω_2 (provocate de dezaxarea dintre cele două axe cuplate [1]), apare şi un cuplu inerţial, cuplul elastic pulsator are o componentă sinusoidală cu frecvenţa circulară ω_1 şi una cu frecvenţa circulară dublă (fig. 3). Se mai poate observa că:

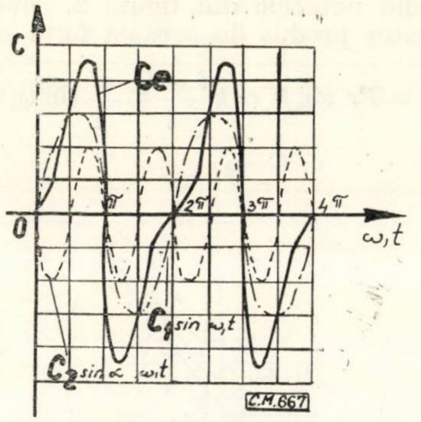


Fig. 3. Forma pulsaţiilor parazite de cuplu introduse de cuplajul din figura 2.

— în funcţie de l_0 (care poate lua valori între $l_{max} = r + a$ şi $l_{min} = r - a$), raportul amplitudinilor celor două componente

$$\frac{C_1}{C_2} = -2\xi \text{ variază între limitele } -2 \text{ şi } 2;$$

— dacă l_0 reprezintă valoarea maximă sau minimă a lui l, trecerea prin zero a lui F coincide cu trecerea printr-o valoare extremă a lui l şi ca urmare componenta $C_2 \sin 2\,\omega_1 t$ dispare din C_e.

Atunci se poate scrie:

$$\frac{C_e}{C_N} 100\,\% = -2 \cdot \sin 150 \cdot t + 1{,}9 \sin 150 \cdot t\ \%.$$

A rezultat deci că, în cazul unei cuplări cu o mică dezaxare datorită numai elasticităţii radiale reprezentate de elasticitatea la încovoiere a unuia dintre arborii cuplaţi, apare un cuplu elastic pulsator cu amplitudinea de aproximativ 4%. Pe lîngă aceste pulsaţii parazite de cuplu mai intervin şi cele provocate de pulsaţiile lui ω_2 [1].

În figura 4 se dă oscilograma pulsaţiilor de cuplu în cazul realizat experimental al cuplajului cu elasticitate radială şi cu axe paralele deplasate.

b) $a_x \neq 0$, $a_y \neq 0$, $\gamma \neq 0$ (*axe deplasate şi strîmbe în spaţiu*). Acesta este cazul cel mai general (fig. 1). Proiectînd sistemul din figura 1 pe un plan perpendicular pe axul condus *2*, rezultă figura 5. Punctul P se mişcă faţă de axul conducător *1* pe cercul c, iar faţă de axul condus pe elipsa e (proiecţia cercului c sub unghiul γ). Pentru $\omega_1 = \text{const}$, coordonatele punctului P faţă de sistemul de axe $x_2 0_2 y_2$ (cu originea pe axul condus 2) sînt:

$$\left\{\begin{aligned} y_2 &= r \sin \omega_1 t + a_y \\ x_2 &= \frac{r \cos \omega_1 t + a_x}{\cos \gamma} \end{aligned}\right. \tag{7}$$

Notînd $\varepsilon_x = \frac{a_x}{r}$ şi $\varepsilon_y = \frac{a_y}{r}$, pentru l rezultă:

$$l = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} = \frac{r}{\cos \gamma} \sqrt{1 - \sin^2 \gamma \sin^2 \omega_1 t + 2\,(\varepsilon_x \cos \omega_1 t + \varepsilon_y \cos^2 \gamma \sin \omega_1 t + \varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 \cos^2 \gamma)}.$$

Pentru exemplificare numerică se consideră cazul în care elasticitatea radială este dată de elasticitatea la încovoiere a unuia dintre arborii cuplaţi. Prin echivalenţă cu o grindă încastrată la un capăt şi cu o forţă aplicată la capătul liber, coeficientul de elasticitate (folosind relaţiile cunoscute [2, vol. I pag. 273]) pentru diametrul de 20 mm şi lungimea de 100 mm a grinzii s-a calculat de $k = 4{,}93 \cdot 10^5$ kgf/m. Pentru $r = 100$ mm, $a = 1$ mm (deci o cuplare precisă, cu $\varepsilon = 0{,}01$), $l_0 = 100{,}8$ mm (deci $\xi = 0{,}8$) şi $\omega_1 = 150$ (la $n_1 = 1500$ rot/min) se obţine după relaţia (6):

$$C_e = -0{,}364 \sin 150 \cdot \mathrm{t} + 0{,}246 \sin 300.\ \mathrm{tkgfm}$$

Cuplul nominal în cazul unui motor electric de $P_N = 20$ kW şi la $n_1 = 1500$ rpm este:

$$C_N \cong \frac{P_N}{2\pi \frac{n_1}{60}} = \frac{20 \cdot \frac{10^3}{9{,}81}}{2\pi \frac{1500}{60}} = 13 \text{ kgfm}.$$

Pentru cazuri normale (ε_x, $\varepsilon_y \leqslant 0{,}15$ şi $\gamma \leqslant 10°$) se poate scrie cu o eroare mai mică de 2%:

$$l \cong \frac{r}{\cos \gamma} \sqrt{1 + 2\,(\varepsilon_x \cos \omega_1 t + \varepsilon_y \sin \omega_1 t)}.$$

Notînd $\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2}$ şi $\operatorname{tg} \varphi = \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = \frac{a_y}{a_x}$, se obţine:

$$l = \frac{r}{\cos \gamma} \sqrt{1 + 2\varepsilon \cos (\omega_1 t - \varphi)} = \frac{r}{\cos \gamma} [1 + \varepsilon \cos (\omega_1 t - \varphi)]. \tag{8}$$

Procedînd identic ca în cazul a), cuplul elastic pulsator (relaţia (5)) rezultă de forma:

$$C_e = \cos [\gamma \cdot \cos (\omega_2 t - \vartheta)] \cdot \left[-\xi\, k a^2 \sin (\omega_1 t - \varphi) + \frac{1}{2} k a^2 \sin 2\,(\omega_1 t - \varphi) \right], \tag{9}$$

unde $a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}$ şi $\xi = \frac{l_0 \cos \gamma - r}{a}$.

Față de (5), aici expresia se mai înmulțește deci cu cosinusul unui unghi variabil periodic. Se mai observă că în acest caz ξ are o valoare mai redusă decît în cazul a). În concluzie, datorită apariției unghiului $\gamma \neq 0$ pe lîngă dezaxarea a, pulsațiile cuplului parazit C_e sînt mai reduse. Concluzia era de așteptat, deoarece ea este de aceeași natură pentru pulsațiile lui ω_2 [1] în cele două cazuri ($a \neq 0$, $\gamma = 0$ și $a \neq 0$, $\gamma \neq 0$).

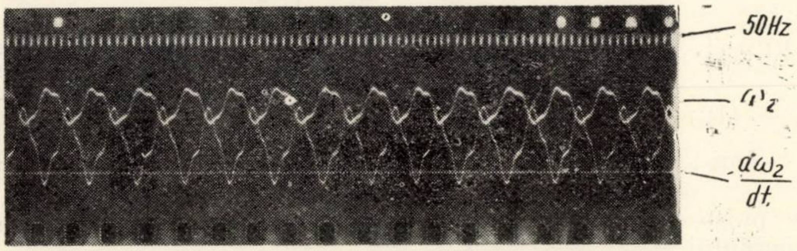


Fig. 4. Oscilograma pulsațiilor de turație și cuplu introduse de cuplajul din fig. 2, realizat experimental.

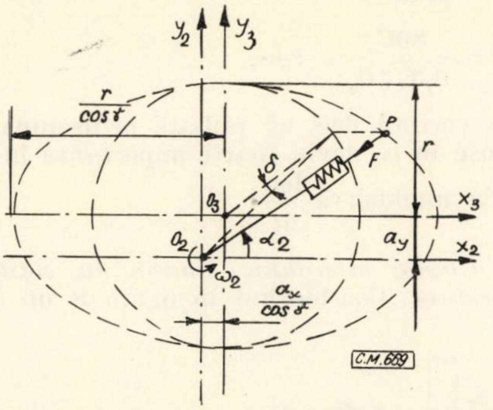


Fig. 5. Cuplaj cu elasticitate radială, cu axe deplasate și strîmbe în spațiu.

2. *Cuplaje mecanice cu elasticitate la torsiune*

Pentru a putea arăta efectele elasticității la torsiune, se vor studia două cazuri de cuplare perfect sincronă: cuplajul perfect coaxial și cuplajul bicardanic sincron.

a) *Cuplaj perfect coaxial cu elasticitate la torsiune* (*fig. 6*). Se alege un sistem de referință legat de axul conducător *1* și se notează cu k_t coeficientul de elasticitate la torsiune a elementului elastic al cuplajului. Față de momentul de inerție J al părții conduse, cel al părții conductoare se presupune mult mai mare, deci nu intervine în continuare.

În regim staționar ($\omega_1 = \omega_2 = \text{const}$), între cele două axe există un decalaj constant egal cu unghiul de deformare elastică:

$$\varphi = -\frac{C_0}{k_t},$$

unde C_0 este cuplul constant transmis.

Se presupune cazul idealizat, în care la $t = 0$ axul conducător trece din repaus în stare de rotație cu $\omega_1 = \text{const}$, prezentînd un cuplu variabil oarecare C. Cuplul poate fi descompus într-o componentă constantă C_0 și într-o serie de componente sinusoidale $\sum_{\nu=1}^{\infty} \Delta C_\nu \sin \Omega p \nu \cdot t$.

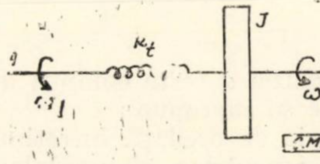


Fig. 6. Cuplaj cu elasticitate la torsiune.

Ecuația de mișcare a părții conduse pentru componenta constantă C_0 și cea sinusoidală de ordinul ν este:

$$C_0 + \Delta C_\nu \sin \Omega_{p\nu} \cdot t - J \frac{d^2 \varphi_\nu}{dt^2} - h \frac{d \varphi_\nu}{dt} - k_t \varphi_\nu = 0 \tag{10}$$

unde φ_ν este unghiul de decalaj dintre cele două axe și $C_f = -h \frac{d\varphi_\nu}{dt}$ este cuplul de frecare al părții conduse.

Relația (10) reprezintă ecuația clasică a oscilatorului liniar cu forță excitatoare exterioară. Rezolvînd ecuația pentru condițiile inițiale de forma $t = 0$, $\varphi_\nu = -\frac{C_0}{k_t}$, $\frac{d\varphi_\nu}{dt} = 0$ și luînd în considerare și restul componentelor sinusoidale ale cuplului C, se obține soluția finală de forma [2, vol. II, pag. 185]:

$$\varphi = \frac{C_0}{k_t} + \sum_{\nu=1}^{\infty} \left[\frac{\Delta C_\nu}{J \sqrt{(\Omega^2 - \Omega_{p\nu}^2)^2 + 4n^2 \Omega_{p\nu}^2}} \sin(\Omega_{p\nu} \cdot t - \right.$$

$$\left. - \beta_\nu) + e^{-nt} A_\nu \sin(\Omega \cdot t + \alpha_\nu) \right], \tag{11}$$

unde s-au notat $\frac{h}{J} = 2n$, $\frac{k_t}{J} = \Omega^2$, $\mathrm{tg}\beta_\nu = \frac{2n\Omega_{p\nu}}{\Omega^2 - \Omega_{p\nu}^2}$, iar A_ν și α_ν rezultă din sistemul:

$$\begin{cases} A_\nu \sin \alpha_\nu = \dfrac{\Delta C_\nu}{J \sqrt{(\Omega^2 - \Omega_{p\nu}^2)^2 + 4n^2 \Omega_{p\nu}^2}} \sin\beta_\nu - \dfrac{^2C_0}{k_t} \\ A_\nu \cos \alpha_\nu = \dfrac{1}{\Omega} \left[\dfrac{\Delta C_\nu}{J \sqrt{(\Omega^2 - \Omega_{p\nu}^2)^2 + 4 n^2 \Omega_{p\nu}^2}} (n \sin\beta_\nu - \right. \end{cases}$$

$$\left. - \Omega_{p\nu} \cos \beta_\nu) - \frac{2 n C_0}{k_t} \right]$$

Derivînd relația (11) și ținînd cont de cum s-a ales sistemul de referință, rezultă:

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{d\varphi}{dt} = \omega_1 +$$

$$+ \sum_{\nu=1}^{\infty}\left[\frac{\Delta C_\nu \cdot \Omega_{p\nu}}{J\sqrt{(\Omega^2 - \Omega_{p\nu}^2)^2 + 4n^2\Omega_{p\nu}^2}} \cos\,(\Omega_{p\nu} \cdot t -\right.$$

$$\left. - \beta_\nu) + e^{-nt}A_\nu(\Omega\cos(\Omega \cdot t + \alpha_\nu) - n\sin(\Omega \cdot t + \alpha_\nu)\right]. \tag{12}$$

În concluzie ω_2 este compus din $\omega_1 = \text{const}$ peste care se suprapun:

— o serie de oscilații întreținute, cu pulsațiile componentelor sinusoidale ale cuplului aplicat;

— o serie de oscilații amortizate, cu pulsația proprie a sistemului (Ω) și cu amplitudini și faze diferite.

Din expresia amplitudinii primei serii de oscilații se vede că, pentru componentele sinusoidale ale cuplului cu pulsațiile $\Omega_{p\nu}$ apropiate de cea proprie a sistemului (Ω), amplitudinea crește mult luînd valoarea maximă pentru $\Omega_{p\nu} = \Omega$ (este vorba de rezonanță [2, vol. II, pag. 186]).

În cazul particular în care nu apare frecarea ($C_f = 0$) și cuplul prezintă numai o componentă constantă ($\Delta C_\nu = 0$), rezultă (fig. 7):

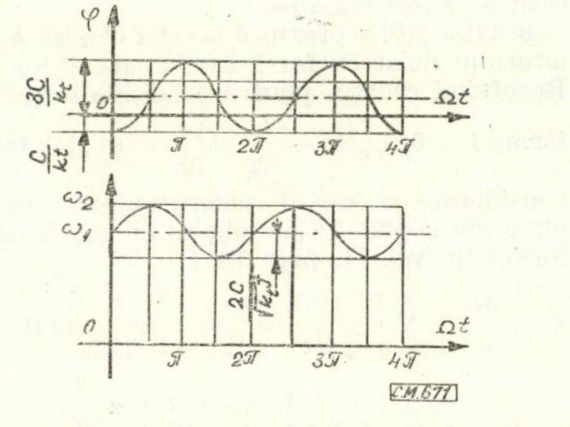


Fig. 7. Forma pulsațiilor parazite de unghi de rotire și turație introduse de cuplajul de elasticitate la torsiune.

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{2\,C_0}{\sqrt{k_t J}} \sin\Omega\,.\,t\,, \tag{13}$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{2C_0}{J}\cos\,\Omega \cdot t. \tag{14}$$

Variația maximă a lui ω_2 și $\frac{d\omega_2}{dt}$ este deci:

$$\Delta_1 = \frac{\omega_{2\,max} - \omega_{2\,min}}{\omega_1} = \frac{4\,C_0}{\omega_1\sqrt{k_t J}}, \tag{15}$$

$$\Delta_2 = \frac{\left(\frac{d\omega_2}{dt}\right)_{\max} - \left(\frac{d\omega_2}{dt}\right)_{\min}}{\omega_1} = \frac{4\,C_0}{J\omega_1} \tag{16}$$

sau împărțindu-le:

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \sqrt{\frac{k_t}{J}}. \tag{17}$$

Rezultă că pulsațiile parazite introduse în ω_2 apar, din cauza cuplajului, mult amplificate în accelerația unghiulară $d\omega_2/dt$.

Ca exemplu numeric, pentru $k_t = 3 \cdot 10^3$ kgm, $J = 0{,}05$ kgm. s² și $\omega_1 = 100$ se obține:

$$\Delta_1 = \frac{4\,C_0}{100\sqrt{3 \cdot 10^3 \cdot 0{,}05}}\,100 \cong 0{,}327\,C_0,\ \%,$$

$$\Delta_2 = \frac{4C_0}{0{,}05}\,100 = 80\,C_0,\ \%,$$

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{80C_0}{0{,}327\,C_0} = 245.$$

Se verifică deci că pulsații neînsemnate introduse în ω_2 devin foarte importante în accelerația unghiulară $\frac{d\omega_2}{dt}$.

b) *Cuplaj bicardanic sincron cu elasticitate la torsiune.* Considerînd în figura 8 un cuplaj bicardanic sincron ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$), în condițiile unei rigidități perfecte a elementelor va exista $\omega_1 = \omega_2$. Din cauza elasticității la torsiune (elementul elastic 3) apar însă pulsații în ω_2. Presupunînd că axul conducător 1 rotește cu $\omega_1 = \text{const}$ și notînd cu φ_1 și φ_2 unghiurile de rotație ale celor două axe cuplate, pulsațiile parazite se exprimă astfel [3]:

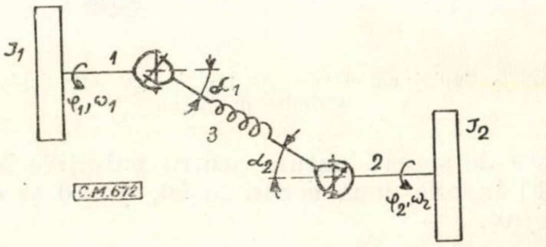


Fig. 8. Cuplaj bicardanic cu elasticitate la torsiune.

$$\frac{d^2\varphi_x}{dt^2} + p_0^2\left(1 + \frac{\alpha^2}{2}\cos 2\omega_1 t\right)\varphi_x = 0, \tag{18}$$

unde $\varphi_x = \varphi_2 - \varphi_1$, $p_0 = \frac{c_0(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}$, iar rigiditatea c_0 a elementului elastic 3 rezultă din energia potențială de deformație:

$$U = \frac{c_0\varphi_x^2}{2}.$$

ω_2 este compus deci din $\omega_1 = \text{const}$ peste care se suprapun pulsaţiile provocate de cuplaj :

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{\mathrm{d}\varphi_x}{\mathrm{d}t}.$$

Amplitudinea acestor pulsaţii prezintă o creştere relativă pentru $\frac{p_0}{\omega_1} = 1, 2, 3, \ldots,$ luînd valoare maximă pentru $p_0/\omega_1 = 2$. Forma pulsaţiilor obţinută prin oscilografiere pe model experimental [3] este arătată în figura 9.

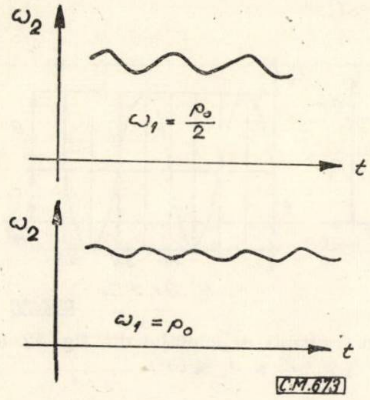


Fig. 9. Forma pulsaţiilor parazite de turaţie obţinute prin oscilografiere pentru cuplajul din fig. 8, realizat experimental.

Asemănătoare dar de o formă mai complicată sînt pulsaţiile în cazul cuplajelor bicardanice asincrone şi în general pentru cuplajele policardanice sincrone şi asincrone.

Trebuie remarcat că în realitate la cuplaje apar concomitent elasticităţi radiale şi de torsiune, apărînd pulsaţii parazite cu structură mai complexă. Astfel în figura 10 se arată oscilograma derivatei turaţiei transmise pentru cazul unui cuplaj bicardanic cu cruce elastică, care a prezentat deci atît elasticitate radială cît şi de torsiune.

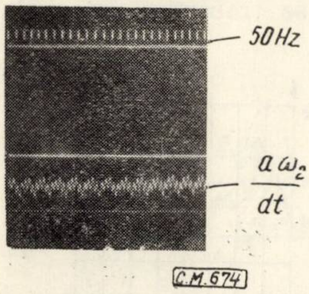


Fig. 10. Oscilograma derivatei turaţiei pentru un cuplaj bicardanic cu cruce elastică, realizat experimental.

3. *Cuplaje rigide cu mase excentrice*

Considerînd o cuplare rigidă perfect coaxială, prezentînd o masă excentrică reprezentată prin greutatea G cu braţul r (fig. 11), ecuaţia mişcării este :

$$C_1 - C_2 + Gr \sin \varphi - J \frac{\mathrm{d}^2\varphi}{\mathrm{d}t^2} = 0, \qquad (19)$$

unde C_1 este cuplul motor, C_2 cuplul rezistent, J momentul de inerţie al ansamblului cuplat, $\varphi = \varphi_1 = \varphi_2$ unghiul de rotire, iar $C_p = Gr\sin\varphi$ cuplul pulsator introdus de masa excentrică.

În regim staţionar $C_1 = C_2$, deci ecuaţia devine :

$$J \frac{\mathrm{d}^2\varphi}{\mathrm{d}t^2} - Gr \sin \varphi = 0.$$

Notînd $\omega = \frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t}$, acceleraţia unghiulară rezultă din :

$$\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = \frac{Gr}{J} \sin \varphi. \qquad (20)$$

Rezultă deci că, din cauza masei excentrice a cuplajului, ω devine variabil pulsator.

4. *Cuplaje rigide cu joc tangenţial*

Între părţile cuplajelor pot apărea jocuri tangenţiale care deformează mărimile transmise. Pentru a arăta acest lucru, se consideră un cuplaj perfect coaxial cu părţi rigide, prezentînd masa excentrică şi joc tangenţial caracterizat prin unghiul α dintre feţele m şi n ale jocului (fig. 12). Se notează prin J_1 şi J_2 momentele de inerţie totale de pe partea conducătoare *1* şi respectiv condusă *2*. Se va urmări forma cuplului C_2 transmis prin cuplaj, presupunînd că pe partea conducătoare *1* se aplică un cuplu constant C_1 independent de turaţie şi egal în regim staţionar cu cuplul rezistent de pe partea condusă *2*. Se pot deosebi două situaţii :

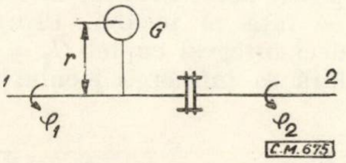


Fig. 11. Cuplaj coaxial cu masă excentrică.

4.1. *Masa excentrică pe partea conducătoare a cuplajului* (*fig. 12, a*). În această situaţie peste cuplul motor C_1 se suprapune cuplul pulsator $C_{p1} = Gr\sin\varphi_1$. Sînt posibile următoarele cazuri :

a) $J_1 \gg Gr^2$ şi $J_2 \gg Gr^2$.

Din cauza valorii mari a lui J_1 şi J_2 vitezele unghiulare pe cele două părţi rămîn aproximativ constante ($\omega_1 \cong \omega_2 \cong \text{const}$), iar efectul cuplului C_{p1} este practic eliminat. Astfel influenţa jocului nu este simţită şi cuplul transmis prin cuplaj va rămîne :

$$C_2 \cong C_1 + Gr\sin\varphi_1 - J_1 \frac{\mathrm{d}\omega_1}{\mathrm{d}t} \cong C_1 = \text{const}. \qquad (21)$$

b) $J_1 \ll Gr^2$ şi $J_2 \gg Gr^2$.

În aceste ipoteze ω_1 se modifică rapid la modificările cuplului aplicat părţii conducătoare 1, dar $\omega_2 \cong$const.

În cazul $Gr < C_1$, contactul se menţine pe faţa m a jocului, practic chiar şi în perioada în care C_{p1} se scade din C_1 (intervalul $m_1 m_2$ în fig. 13, *a*). Explicaţia constă în faptul că dacă partea conducătoare *1* s-ar frîna, cuplajul ar părăsi contactul pe faţa m a jocului. În acest moment însă părţii conducătoare *1* nu i s-ar mai transmite cuplul rezistent opus de partea condusă *2* şi deci partea conducătoare *1* s-ar putea accelera pînă la restabilirea contactului pe faţa m jocului. Prin cuplaj se transmite deci integral cuplul $C_2 = C_1 + C_{p1}$ (fig. 13, *a*), fără ca influenţa jocului să se simtă.

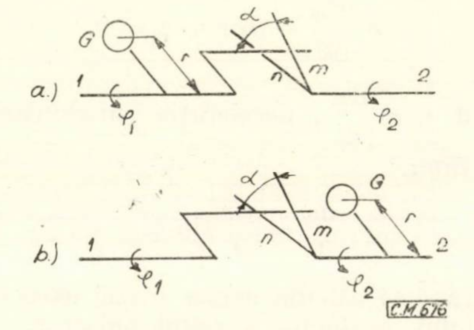


Fig. 12. Cuplaj coaxial cu masă excentrică şi joc între cele două părţi ale cuplajului.

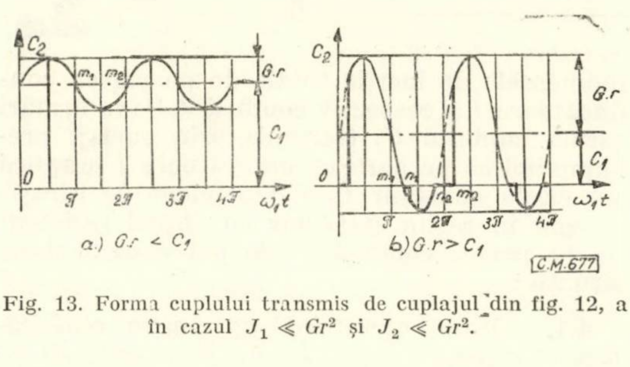


Fig. 13. Forma cuplului transmis de cuplajul din fig. 12, a în cazul $J_1 \ll Gr^2$ şi $J_2 \ll Gr^2$.

În cazul $Gr > C_1$, cuplul $C_1 + C_{p1}$ trece şi prin valori negative (fig. 13, b). În intervalul $m_1 n_1$, cuplajul părăseşte contactul de pe faţa m a jocului şi îl stabileşte pe faţa n, din care moment prin cuplaj se transmite cuplul negativ. În intervalul $n_2 m_2$, procesul are loc invers. În ambele intervale de trecere prin cuplaj nu se transmite cuplu. Deoarece în $m_1 n_1$ jocul α a fost parcurs în sens contrar lui ω_2 iar în $n_2 m_2$ în acelaşi sens cu ω_2, rezultă $m_1 n_1 < n_2 m_2$. Mărimea intervalelor de trecere depinde de ω_2, J_1 şi de mărimea α a jocului.

c) $J_1 \gg Gr^2$ şi $J_2 \ll Gr^2$.

Din cauza valorii mari a lui J_1 se poate scrie $\omega_1 \cong$ const şi situaţia este la fel cu cazul a).

4.2. *Masa excentrică pe partea condusă a cuplajului (fig. 12, b).* În această situaţie pe partea condusă 2 a cuplajului apare un cuplu pulsator $C_{p2} = G_r \sin\varphi_2$. Sînt posibile următoarele cazuri:

a) $J_1 \gg Gr^2$ şi $J_2 \gg Gr^2$.

Momentele de inerţie fiind mari, se poate considera $\omega_1 \cong_2 \cong \omega_2 \cong$ const, deci cuplajul păstrează tot timpul contactul pe faţa m a jocului, fără ca jocul să aibă vreo influenţă. Părţii conduse *2* i se transmite prin cuplaj un cuplu variabil (fig. 14) $C_2 = C_1 + C_{p\,2}$, care în cazul $Gr > C_1$ trece şi prin valori negative.

b) $J_1 \ll Gr^2$ şi $J_2 \gg Gr^2$.

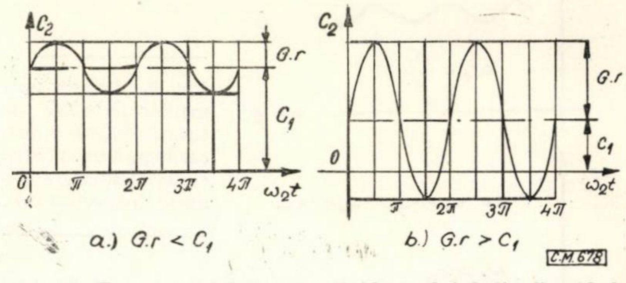


Fig. 14. Forma cuplului transmis de cuplajul din fig. 12, b în cazul $J_1 \gg Gr^2$ şi $J_2 \ll Gr^2$.

J_2 avînd valoarea mare, rezultă $\omega_2 \cong$const şi deci situaţia este la fel cu cazul a).

c) $J_1 \gg Gr^2$ şi $J_2 \ll Gr^2$.

În aceste ipoteze ω_2 se modifică rapid la modificările cuplului aplicat părţii conduse 2 dar $\omega_1 \cong$const.

În cazul $Gr < C_1$ (fig. 15, a), în intervalul $m_1 m_2$ părţii conduse i se transmite un cuplu $C_1 + C_{p2}$ mai mare decît cuplul rezistent, deci ea tinde să se accelereze faţă de partea conducătoare *1* şi astfel să părăsească contactul de pe faţa m a jocului. În această situaţie însă, prin cuplaj nu este transmis cuplul C_1, deci partea condusă 2 se frînează restabilind contactul pe faţa m a jocului. Astfel, în intervalul

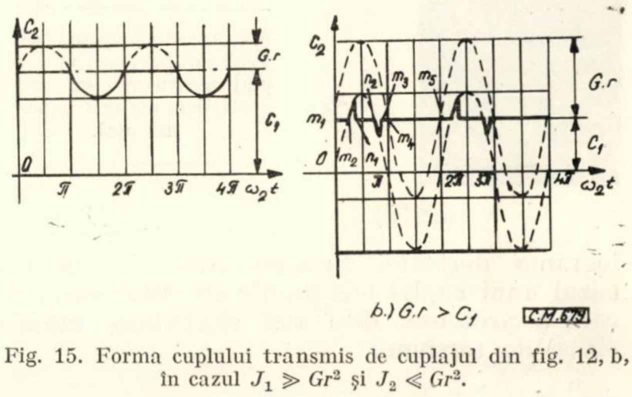


Fig. 15. Forma cuplului transmis de cuplajul din fig. 12, b, în cazul $J_1 \gg Gr^2$ şi $J_2 \ll Gr^2$.

m_1m_2 cuplajul, practic, păstrează contactul pe faţa m a jocului şi părţii conduse i se transmite doar cuplul $C_2 = C_1 = \text{const}$, egal cu cuplul rezistent opus. În intervalul m_2m_3 părţii conduse *2* i se transmite integral diferenţa cuplurilor C_1 şi C_{p2}. Jocul nu are deci nici o influenţă.

Realizînd experimental acest caz de cuplare, s-a obţinut pentru forma cuplului transmis oscilograma din figura 16.

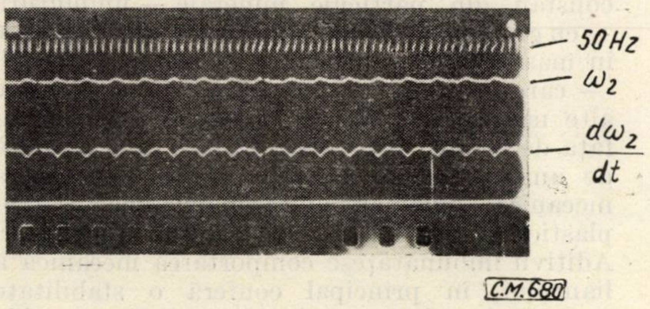


Fig. 16. Oscilograma pulsaţiilor de cuplu introduse de cuplajul din fig. 12, b, realizat experimental pentru cazul $J_1 \gg Gr^2, J_2 \ll Gr^2$ şi $Gr < C_1$.

În cazul $Gr > C_1$ (fig. 15, *b*), în intervalul m_1m_2 valoarea lui C_{p2} se păstrează mai mică decît C_1 şi situaţia este la fel ca în intervalul m_1m_2 din figura 15, *a*. Din momentul m_2 însă, C_{p2} devine mai mare decît C_1 (şi decît cuplul rezistent) şi partea condusă *2* se poate accelera faţă de cea conducătoare *1*, părăsind contactul de pe faţa m a jocului şi stabilindu-l în momentul n_1 pe faţa n. În intervalul m_2n_1, cuplul transmis părţii conduse 2 este $C_2 = C_{p2}$. Din momentul n_1 cuplul C_{p2} tinde să accelereze şi partea conducătoare 1, dar efectul lui este anihilat din cauza valorii mari a lui J_1. Astfel cuplul transmis părţii conduse poate fi considerat:

$$C_2 \cong C_1 + Gr\sin\varphi_2 - J_1\frac{d\omega_1}{dt} \cong C_1 = \text{const}. \qquad (22)$$

Din momentul n_2 cuplul C_{p2} devine mai mic decît C_1 (şi deci cuplul rezistent), partea condusă *2* se frînează şi, în momentul m_3, are loc restabilirea contactului pe faţa m a jocului. În intervalul n_2m_3 se poate scrie $C_2 = C_{2p}$, iar în m_3m_4 situaţia este identică cu cea din m_1m_2. În intervalul m_4m_5, din C_1 se scade C_{p2} (rezultînd valori negative) care tinde să frîneze tot ansamblul. Efectul lui C_{p2} este însă anihilat de valoarea mare a lui J_1 şi deci cuplul transmis părţii conduse este dat de relaţia (22).

În intervalul m_2n_1, jocul α a fost parcurs în acelaşi sens cu ω_1, în n_2m_3 în sens contrar, deci $m_2n_1 < n_2m_3$. Mărimea ambelor intervale depinde de ω_1, J_1 şi de mărimea α a jocului.

Din cele de mai sus se poate observa care este influenţa jocurilor între părţile cuplajelor asupra mărimilor transmise. Trebuie remarcat că în practică apar concomitent mai multe cazuri, rezultînd pulsaţii parazite mai complicate.

Concluzii

1. Cuplajele mecanice sînt surse de pulsaţii parazite provocate, pe lîngă necoaxialitatea cuplării, şi de elasticitatea unor părţi ale cuplajelor, de masele excentrice şi de jocurile între părţile cuplajelor.

2. Pulsaţiile parazite introduse de cuplajele mecanice se suprapun peste mărimile transmise, deformîndu-le. Eliminarea lor se poate face prin analizarea cauzelor apariţiei lor şi alegerea în consecinţă a unui cuplaj la care aceste efecte sînt diminuate cît mai mult.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oberst, L.* şi *Oprendeck, B.* Pulsaţii parazite introduse de cuplaje mecanice rigide. În: Construcţia de Maşini, Nr. 4, 1970.

[2] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.

[3] *Dudiţă, Fl.* Transmisii cardanice. Bucureşti, Ed. tehnică 1966.

CZ 625.2 – 762.444 ; 678.06

Materiale plastice aglomerate pentru garniturile frînelor de vehicule feroviare

Dr. ing. Mircea RAŢIU – Centrul de sudură şi încercări la oboseală – Timişoara

Dezvoltarea contemporană a transporturilor, explorînd în plină concurenţă toate căile de comunicaţie: terestre, navale şi aeriene, se caracterizează prin mărirea vitezei de circulaţie în general, asociată cu creşterea capacităţii de încărcare în anumite limite specifice fiecărui tip de vehicul. Progresele remarcabile atinse în construcţia de maşini, o dată cu reducerea dimensiunilor acestora, deschid largi perspective pentru traficul rapid, dar exploatarea potenţialului maşinilor rămîne în permanenţă sub cenzura posibilităţilor de anihilare intempestivă a energiei cinetice înmagazinată în vehicul. Astfel, satisfăcînd exigenţele siguranţei circulaţiei, performanţele frînelor determină în ultimă instanţă viteza maximă admisibilă, independent de potenţialul obtenabil în tractarea vehiculelor.

Dacă în ultimul secol în construcţia maşinilor s-au înscris adevărate revoluţionări tehnice, în schimb mijloacele de frînare s-au menţinut principial la soluţia adoptată încă la echiparea vehiculelor cu tracţiune animală : frînele de fricţiune, cu saboţi sau disc. Procesele tribotermice constituie consumatori, avizi şi siguri, ai energiei cinetice care permit înscrierea parametrilor cinematici ai circulaţiei în limite foarte strînse atît la decelerare cît mai ales, la oprire. Încadrarea maşinilor de tractare drept consumatori ai energiei cinetice — frînele dinamice : generator electric, acţionare hidrodinamică, motor — compresor — asigură doar în parte reducerea vitezei, fără de a putea suplini frînele de fricţiune nici chiar la vehiculul automotor şi cu atît mai puţin în cazul unui convoi de vehicule remorcate.

Aplicarea frînelor de fricţiune în traficul cu viteze sporite, ridică o serie de noi probleme strîns legate de comportarea materialelor cuplului de frecare. Anihilarea rapidă a energiilor cinetice mari, acumulate în vehicule cu sarcini şi viteze sporite, reclamă utilizarea unor materiale care să preia acţiunea proceselor tribotermice fără de a se degrada calitativ şi cantitativ : fără de a se modifica sensibil proprietăţile de frecare şi fără de a se uza excesiv.

S-au preconizat în cursul timpului diverse materiale pentru garnituri de frînă : de la lemn şi fontă pînă la variate compoziţii de materiale plastice aglomerate. Dacă pentru vehicule rutiere echiparea cu garnituri din materiale plastice a ajuns să fie consacrată, în schimb la vehicule feroviare se mai menţin şi astăzi garniturile de saboţi din fontă, a căror consum masiv constituie o grevare considerabilă a balanţei economice pentru fiecare administraţie de cale ferată.

Pentru înlocuirea saboţilor feroviari din fontă s-au iniţiat în ultimul deceniu pe plan mondial numeroase acţiuni de cercetare şi experimentare vizînd elaborarea unor materiale plastice termorezistente, care să asigure atît desfăşurarea frînării în condiţii optime cît şi mărirea durabilităţii, fără însă de a implica o creştere a costurilor de exploatare. În această direcţie s-au obţinut rezultate remarcabile, dar pînă în prezent nu s-a ajuns la o acceptare oficială a utilizării saboţilor din materiale plastice din partea administraţiei de cale ferată, ridicîndu-se încă rezerve faţă de uniformitatea calităţii într-o fabricaţie de serie.

Pentru ilustrarea performanţelor atinse în acest domeniu se vor expune succint rezultatele experimentărilor întreprinse în ţară din partea unui colectiv de cercetători de la fostul Centru de cercetări tehnice din Timişoara, în prezent transferat la Centrul de sudură şi încercări la oboseală Timişoara, în colaborare cu cadre de specialişti de la Uzina de vagoane Arad şi de la Direcţia regională CFR Timişoara. În baza unei compoziţii originale — NCG —, — brevetată ca invenţie şi distinsă cu medalia de aur la Salonul de la Bruxelles 1969 — s-au presat în anii 1963—1970 la Uzina de vagoane Arad o serie de loturi de saboţi din material plastic aglomerat — NCG —, care au fost supuşi unor îndelungate examinări de laborator şi în exploatarea feroviară curentă.

În principiu toate materialele de fricţiune constau din particule minerale — umplutură — cu granulaţie fină şi duritate ridicată, imersate în masa amorfă a unei răşini sintetice — liantul, — care conţine în cantităţi reduse diverse alte materiale — aditivi. Încărcarea pe suprafaţa de contact din cursul frînării este preluată de umplutură, iar liantul asigură conlucrarea mecanică a aglomeratului prin deformări elastoplastice şi împiedică desprinderea granulelor. Aditivii îmbunătăţesc comportarea mecanică a liantului, în principal conferă o stabilitate termică la temperaturi ridicate. Compoziţiile asimilate în fabricaţie sînt foarte variate dar prea puţin cunoscute, fiind înscrise sub secretele brevetelor de invenţii.

Pentru saboţii feroviari compoziţiile experimentale, indicate în publicaţiile de specialitate, atestă prevalarea unei compoziţii din răşini fenol-formaldehidice cu umplutură minerală (cuarţ, caolină, azbest), cauciuc şi pulberi metalice. În această grupă se încadrează şi reţeta brevetului de invenţie românesc, utilizînd materii prime existente în ţară : novolac + hexametilentetramină, caolină, azbest, cauciuc sintetic şi concentrat de grafit. Proporţiile amestecului sînt dozate în funcţie de performanţele tribo-termice urmărite : valoarea coeficientului de frecare şi stabilitatea acestuia la încălzire, caracteristicile funcţionale definitorii pentru eficienţa frînării. Odată satisfăcute exigenţele frînării, în limitele prescripţiilor siguranţei circulaţiei, se tinde să se confere compoziţiei, prin elementele incorporate sau prin procesul tehnologic, o rezistenţă la uzare cît mai ridicată, caracteristică tehnico-economică definitorie pentru rentabilitatea utilizării materialului plastic respectiv.

Caracteristicile funcţionale ale materialelor plastice pentru garnituri de frînă evidenţiază în general o comportare superioară celei obţinute cu saboţii din fontă. Coeficienţii de frecare pot fi larg modificaţi prin schimbarea dozării componentelor şi astfel materialul se pretează unei detaliate diferenţieri funcţie de specificul exploatării vehiculului respectiv. Se preconizează în general pentru saboţii de vagoane un coeficient de frecare în momentul aplicării frînării între 0,2 ... 0,3 care să se menţină practic între aceleaşi limite pînă la viteze de 30 km/h. Valorile mai coborîte ($\mu = 0{,}2$) sînt prevalate în traficul feroviar întrucît în prezenţa forţelor mai mari funcţionarea atelajului frînei este mai eficientă, iar influenţa umezelii și a gheței pe suprafețele de contact este mai scăzută. De altfel pentru saboții din fontă din echiparea actuală a materialului rulant se prescrie tocmai această valoare și în consecință aplicarea saboților din material plastic nu mai necesită nici o modificare a atelajului frînei, mai mult chiar, sub anumite rezerve, se poate trece la o echipare mixtă pe același vagon.

Comportarea superioară în cursul frînării a saboților din material plastic este conferită de menținerea cvasiconstantă a coeficientului de frecare atît în momentul aplicării frînărilor de la diverse viteze (fig. 1), cît și în tot cursul frînărilor de oprire. Astfel, decelarea se produce continuu fără de a se mai reclama variația forțelor de apăsare a saboților, operație obligatorie în exploatarea saboților din fontă. Totodată, invariabilitatea coeficientului de frecare permite o riguroasă departajare față de nivelul coeficientului de aderență dintre roată și șină — cu o valoare independentă față de viteză — evitîndu-se implicit patinările din cursul frînării cu degradările suprafeței bandajului. Aderența dintre roată și șină poate fi în schimb influențată de depunerile adezive de material plastic din saboți pe suprafața bandajului, dezagremente care au fost semnalate la experimentările unor rețete cu conținut de grafit, uleiuri, cauciuc etc. după o serie de frînări de lungă durată. În final, încadrarea în prescripțiile siguranței circulației feroviare este evidențiată global prin proba practică de determinare a drumului parcurs de vehicule izolate și de garnituri de tren la aplicarea frînării de siguranță.

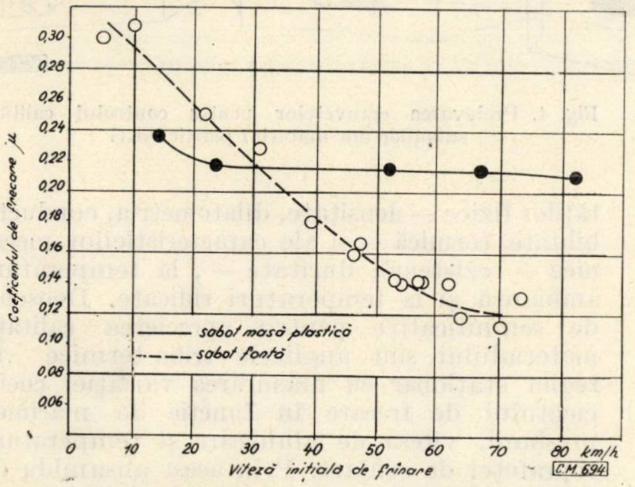
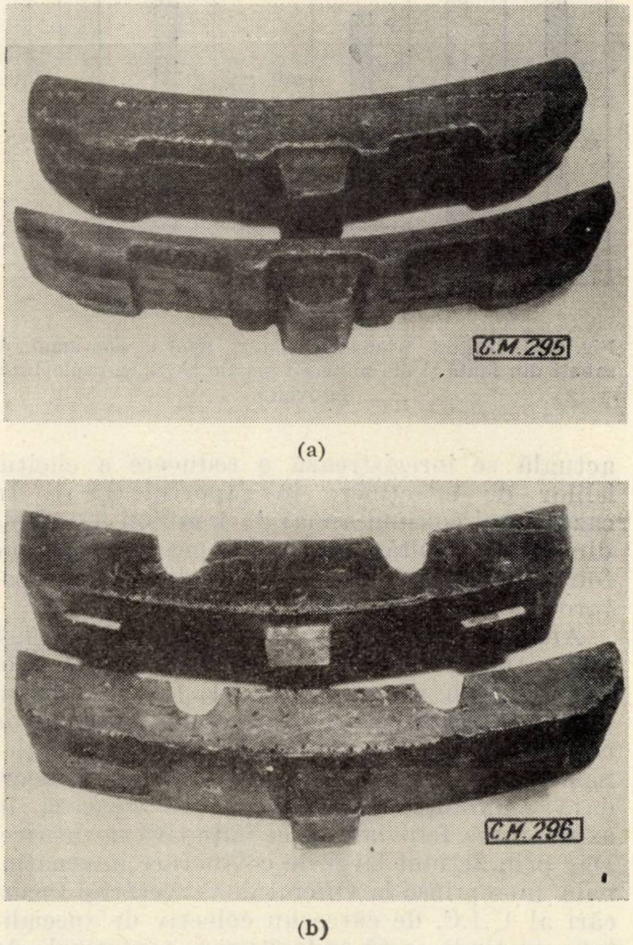


Fig. 1. Valorile coeficientului de frecare determinate la aplicarea frînării unui autovehicul feroviar echipat cu saboți, din fontă respectiv din material plastic NCG.

Pe lîngă aceste performanțe superioare în desfășurarea frînării mai trebuie menționate avantajele exploatării silențioase și fără scîntei, avantaje care concură la ridicarea ,,confortului'' și a siguranței traficului cu vagoane echipate cu saboți din material plastic.

Rentabilitatea introducerii saboților din material plastic se reflectă în creșterea impresionantă a durabilității în exploatare. Datele experimentărilor efectuate în ultimii ani pe plan mondial confirmă o majorare a duratei de folosire a saboților din material plastic de 3 ... 8 ori față de cea stabilită pe același traseu cu saboți din fontă, în condiții climaterice identice (fig. 2 a, b).

Datele culese din experimentările efectuate în țară cu un tren de persoane echipat cu saboți din material tip NCG în anii 1967—1969 sînt ilustrate în graficul din figura 3. Se prezintă în paralel nivelul uzurii, gravimetrice și volumice, precum și consumul de saboți, indicatori raportați la lungimea parcursului efectuat în exploatare. În completarea graficului sînt relevate costurile specifice ale întreținerii cu saboți din fontă, respectiv din materiale NCG; costurile specifice s-au evaluat din convertirea în preț de cost a uzurii saboților raportată la lungimea parcursului. Este de menționat faptul că prețul saboților din material NCG



(a)

(b)

Fig. 2. Saboți talpă din fontă (a) și din material plastic (b), la livrare și după uzare în exploatare feroviară pe același traseu (Timișoara-Orșova, 50 ... 60 zile)

este costul actual de livrare la o producţie ad-hoc în loturi reduse, fără de organizarea unei fabricaţii propriu-zise. Astfel, se apreciază că preţul saboţilor din material NCG ar putea fi redus pînă la nivelul costului unui sabot din fontă la o fabricaţie în masă. Chiar şi în situaţia actuală se înregistrează o reducere a cheltuielilor de întreţinere în raportul 2,8 :1. În cazul unui consum anual de 1 milion de saboţi din fontă rezultă economii de circa 12 000 tone fontă/an şi o reducere a cheltuielilor de exploatare de circa 40 milioane lei/an.

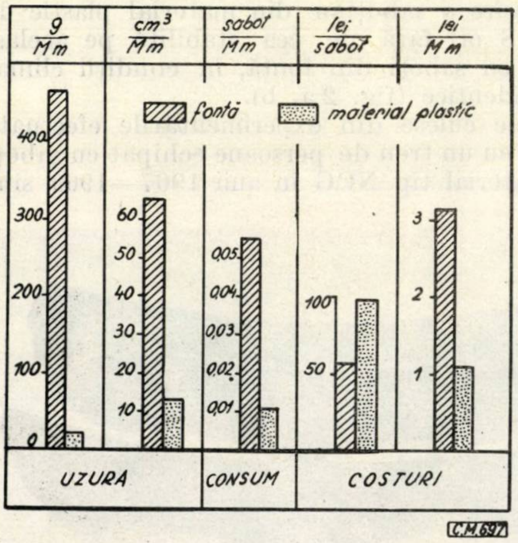


Fig. 3. Indicatori tehnico-economici pentru consumul de saboţi din fontă şi din material plastic NCG, în exploatarea feroviară.

Analiza sumară tehnico-economică expusă evidenţiază imperioasa necesitate de a se introduce saboţii din material plastic în traficul feroviar. Rezervele administraţiilor naţionale de căi ferate şi în ansamblu a Uniunii Internaţionale — U.I.C. — reflectă grija deosebită acordată siguranţei circulaţiei, care trenează în exploatarea feroviară orice iniţiativă novatoare. Dar prin acţiuni largi de colaborare internaţională întreprinse la Oficiul de Cercetări şi Încercări al U.I.C. de către un colectiv de specialitate, se tinde ca să se legitimeze tentativele de aplicare a saboţilor din material plastic ale unor administraţii particulare şi chiar a unor administraţii de stat, pentru trafic local.

Pentru asigurarea calităţii corespunzătoare a noilor materiale, eludîndu-se specificarea compoziţiei spre a nu se afecta dreptul de invenţie, se impune în practica recepţiei un vast program de încercări desfăşurat în trei faze :

— examinări de laborator pe epruvete prelevate din loturi de fabricaţie curentă,

— examinări cu saboţi montaţi pe standuri cu volant şi la automotoare dinamometrice, la operaţiile de omologare a reţetelor şi controale periodice ale fabricaţiei,

— examinări cu saboţi montaţi la trenuri de probă, în cadrul omologării reţetelor pentru stabilirea durabilităţii.

Examinările de laborator cu epruvete prelevate din corpul sabotului—figura 4—, cuprind principial determinările consacrate ale proprietăţilor fizice — densitate, dilatometria, conductibilitate termică — şi ale caracteristicilor mecanice — rezistenţă, duritate — , la temperatura ambiantă şi la temperaturi ridicate. Deosebit de semnificative pentru aprecierea calităţii materialului sînt analizele tribo-termice în regim staţionar cu măsurarea variaţiei coeficientului de frecare în funcţie de mărimea presiunii, viteza de alunecare şi temperatura suprafeţei de contact. Prin acest ansamblu de determinări, la care se modifică la fiecare încercare numai un singur parametru, se evidenţiază în mod univoc comportarea materialului fără de a fi afectată de conjuncţia arbitrară a alegerii mărimii diverşilor parametri. Chiar dacă regimul staţionar nu respectă o similitudine cu procesul de frecare din cursul frînării, totuşi pretîndu-se unei reglementări detaliate se asigură o riguroasă reproductibilitate, condiţie absolut necesară pentru constituirea unei scări de valori de referinţă în aprecierea comportării la frecare şi uzare a diverselor materiale. Odată normalizată metoda de reproducere a scării de frecare şi uzare, în regim staţionar, se pot stabili corelaţii statistice de corespondenţă cu caracteristicile din exploatarea propriu-zisă a saboţilor din materialul respectiv.

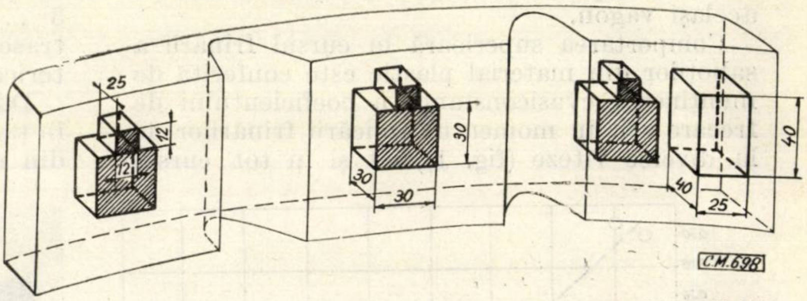


Fig. 4. Prelevarea epruvetelor pentru controlul calităţii saboţilor din material plastic NCG

Construcţia unei maşini de determinări tribotermice, realizată la Centrul de sudură şi încercări Timişoara, este reprezentată în figura 5. Maşina constă dintr-un disc antrenat la o anumită turaţie pe care este apăsată epruveta montată glisant la capătul unei lame elastice. Discul este încălzit la diverse temperaturi prin rezistenţe electrice încorporate. Forţa de apăsare — greutăţile aplicate pe epruvetă — şi temperatura discului sînt menţinute constante în cursul fiecărei încercări. Maşina permite înregistrarea simultană pentru : forţa de antrenare laterală a epruvetei — forţa tangenţială —, temperatura din corpul epruvetei, măsurată cu o termorezistență, și uzura liniară, respectiv coborîrea epruvetei.

Caracteristicile obtenabile la materialul plastic NCG, prescrise prin caietul de sarcini pentru recepția loturilor, sînt centralizate în tabela 1.

Tabela1

Caracteristicile materialului plastic pentru saboți feroviari tip NCG

Nr. crt.	Caracteristica	Unit. de măsură	Limite prescrise
1.	Densitatea	kg/dm³	1,60–1,80
2.	Coeficientul de frecare		
	disc neîncălzit (t = = 40–50°C)		0,27–0,32
	disc încălzit la 100°C	—	0,28–0,33
	disc încălzit la 200°C		0,38–0,46
3.	Intensitatea de uzare	mm³/kWh	
	disc neîncălzit		maxim 70
	la 100°C		maxim 100
	la 200°C		maxim 200
4.	Higroscopicitatea	%	maxim 1
5.	Duritatea Brinell	HB 10/100/15	11–16
6.	Duritatea Rockwell	HRS	65–85
7.	Rezistența la compresiune	kgf/mm²	minim 2,5
8.	Rezistența la șoc	kgfm	10

Observație ; Caracteristicile se determină pe epruvete prelevate din saboți conform fig. 4, fără de condiționări prealabile.

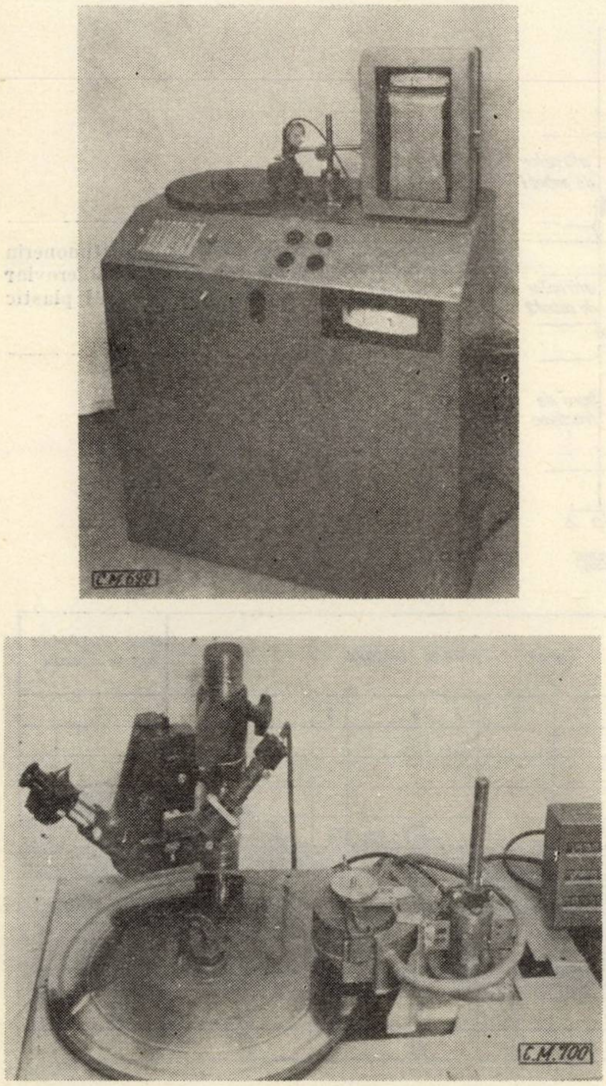


Fig. 5. Mașină pentru încercările tribo-termice ale materialelor de fricțiune.

Imposibilitatea reeditării la scară redusă a acțiunii proceselor tranzitorii (nestaționare) ale frînării cu saboți reclamă atestarea performanțelor funcționale în situații riguros identice cu cele din exploatare. În acest scop se dotează laboratoarele cu standuri de frînare cu volanți. Spre deosebire de încercările de laborator, pe aceste standuri se urmărește variația coeficientului de frecare la oprirea volantului în rotație sub acțiunea unei frînări cu presiune constantă, — frînarea de oprire — măsurîndu-se concomitent încălzirea suprafețelor cuplului de frecare. Încercările se completează cu reeditarea frînărilor de durată (echivalente coborîrilor în pantă). În acest caz volantul este în permanență antrenat mecanic la o turație constantă, în timp ce prin frînarea cu saboți se preia un moment constant prescris în metodica de recepție. Fluctuațiile coeficientului de frecare sînt compensate prin variația corespunzătoare a presiunii, astfel ca forța de frecare să se mențină practic constantă pe durata operației.

Măsurarea parametrilor frînării se mai execută și direct pe automotoare echipate corespunzător. Asemenea investigații au fost întreprinse și în cadrul programului de cercetare a comportării saboților din materialul plastic NCG. La timoneria frînei s-au montat bare dinamometrice cu extensometre electrice rezistive, înlocuind atîrnătorii saboților și bara de tracțiune (fig. 6). Variația forțelor din barele dinamo-

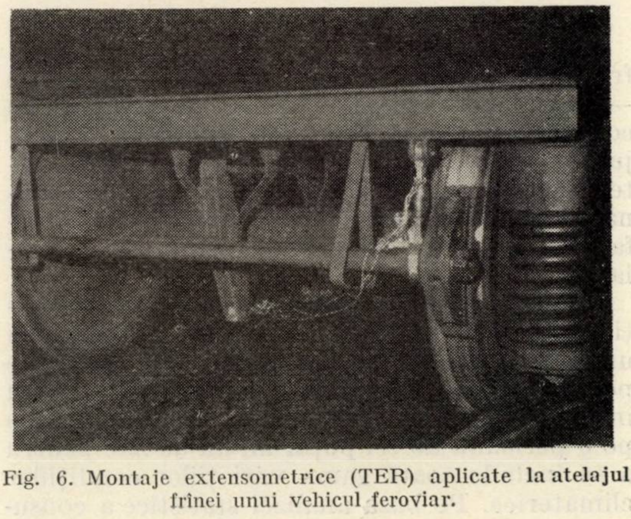


Fig. 6. Montaje extensometrice (TER) aplicate la atelajul frînei unui vehicul feroviar.

metrice în cursul unui larg spectru de frînare au fost înregistrate simultan cu variaţia vitezei, sesizată de dinamul vitezometrului (fig. 7). Valorile coeficientului de frecare, determinate cu această instalaţie la aplicarea frînărilor de încetinire sînt reprezentate în fig. 1. În cursul frînărilor s-a mai efectuat intermitent — la oprire — măsurarea temperaturii cu termometre de contact aplicate pe suprafaţa frontală a bandajului şi suprafaţa laterală a saboţilor. Rezultatele acestor examinări, coroborate cu determinările drumului de frînare, au atestat satisfacerea tuturor exigenţelor siguranţei circulaţiei.

Confirmarea definitivă a competitivităţii saboţilor din material plastic reclamă parcurgerea unui program de experimentări în exploatare pe un traseu cu profil semnificativ pentru întreaga reţea de cale ferată, program extins pe o perioadă de cel puţin un an de zile pentru a se include toată gama variaţiilor condiţiilor climaterice. Pe baza analizei statistice a consumului de saboţi se stabileşte durabilitatea medie a acestora şi, implicit, se poate evalua rentabilitatea folosirii saboţilor din materialul plastic examinat.

Programul de experimentări de exploatare intreprins cu saboţii din material NCG s-a efectuat cu un tren de persoane pe linia Arad-Orşova, echipat exclusiv cu saboţi din material NCG, timp de 3 ani : 1967—1969. Pentru ilustrarea durabilităţii în exploatare s-au raportat uzurile volumetrice ale saboţilor din material plastic la valorile aferente ale saboţilor din fontă din echiparea trenului pereche de pe acelaşi traseu şi din aceeaşi perioadă. Aceste durabilităţi relative, diferenţiate pe loturi de fabricaţie, sînt reprezentate în figura 8. Fiecare coloană indică durabilitatea relativă evaluată pe grupe de 16 saboţi, corespunzător atelajului unui vagon. Rentabilitatea apare evidentă, durabilitatea relativă a saboţilor din material plastic majorîndu-se în raportul mediu de 5 :1 pe întreaga perioadă. Este notabilă

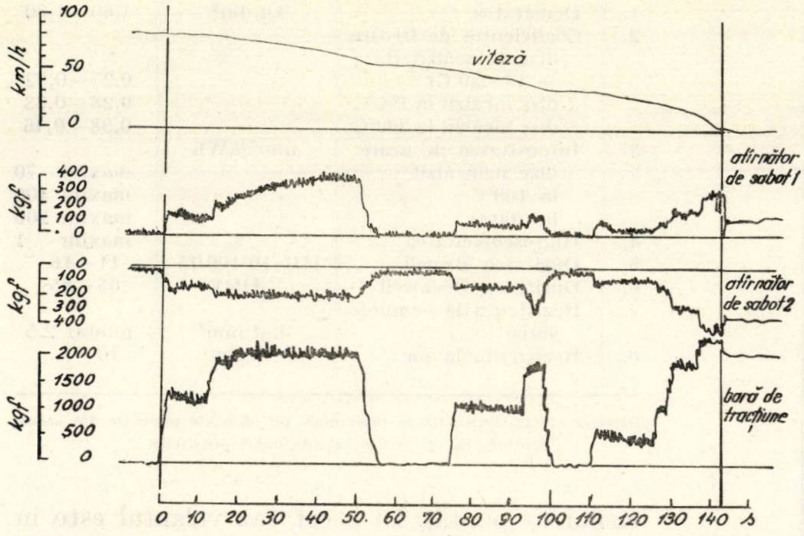


Fig. 7. Variaţia forţelor din timoneria unei frîne de la un autovehicul feroviar echipat cu saboţi din material plastic NCG.

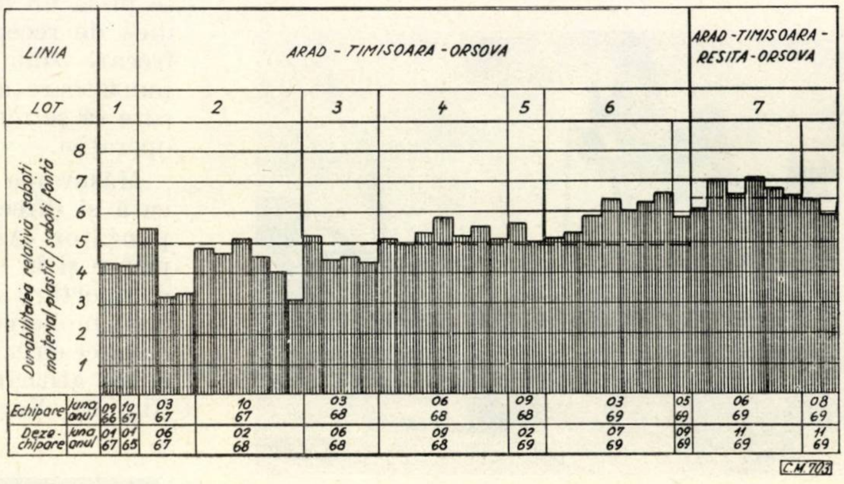


Fig. 8. Durabilităţile relative ale saboţilor din material plastic NCG — raportate la durabilităţile saboţilor din fontă, determinate în exploatarea unui tren de persoane.

tendința sistematică de creștere a durabilității în cursul perioadei, ceea ce atestă perfecționarea tehnologică de la lot la lot.

Rezultatele experimentărilor în exploatare confirmă pe deplin competitivitatea materialului plastic realizat în țară atît din punct de vedere funcțional, pentru siguranța circulației, cît și economic, prin reducerea considerabilă a cheltuielilor de întreținere a atelajului frînei. Astfel, o angajare plenară în fabricarea saboților din material plastic apare pe deplin justificată, experiența acumulată constituind girul reușitei acțiunii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nădășan St., P. Sulea, C. Bakonyi, D. Popescu* și *C. Schaumburger* — Compoziție din material plastic pentru saboți de vehicule de cale și procedeu de confecționare a acestora, Brevet de invenții Nr. 51. 275, Oficiul de Stat pentru Invenții (1966).

[2] *Sulea P.* — Cercetări asupra comportării saboților din materiale plastice aglomerate pentru vehicule de șină, Buletinul științific și tehnic al Institutului politehnic Timișoara, (1968), p. 407—419.

[3] *Sulea P.* — Contribuții asupra rezistenței la uzură și coeficientului de frecare a unor materiale plastice aglomerate ca înlocuitoare ale fontei la saboții talpă pentru vagoane de tramvai, Construcția de Mașini 17, (1965), nr. 4, p. 189—195.

[4] *Sulea P., Herlescu T.* — Studiul asupra rezistenței la uzură și coeficientului de frecare a unor materiale plastice aglomerate ca înlocuitoare ale fontei la saboții pentru vehicule de șină. Aplicații preliminare la vagoane de cale ferată. Memoriu (1967), Baza de cercetări științifice din Timișoara a Academiei RSR.

[5] *Rațiu M., Morariu St.* — Comportarea tribo-termică a saboților din materiale plastice aglomerate ca înlocuitoare a saboților din fontă la vehicule feroviare, Protocol (1969), Baza de Cercetări științifice din Timișoara a Academiei R.S.R.

CZ 629.114.3.001.24

Calculul și determinarea experimentală a caracteristicii mișcării stabile a autotrenului cu semiremorcă frînat

Dr. ing. Nicolae SEITZ — Institutul politehnic — Brașov

Dr. ing. Vasile CÎMPIAN — Institutul politehnic — Brașov

În urma deducerii ecuației de mișcare a autotrenului cu semiremorcă la un sistem de ecuații diferențiale de ordinul I cu coeficienți variabili s-au obținut criteriile de stabilitate pe baza proprietăților formelor pătratice, sub forma unui determinant de ordinul patru în care minorii principali de ordin impar trebuie să fie nepozitivi iar minorii principali de ordin par nu trebuie să fie negativi [5].

În final, stabilitatea mișcării autotrenului cu semiremorcă își găsește forma sub o viteză critică care rezultă din ecuația :

$$V^4 + pV^2 + q = 0, \tag{1}$$

unde :

$$p = l_{12} \cdot a_{42}^0 + l_{21} \cdot a_{31}^0, \tag{2}$$

$$\begin{aligned} q = l_{12} \cdot l_{21} \, [a_{31}^0 \cdot a_{42}^0 - a_{41} \cdot a_{32} - \\ -\sqrt{(a_{11} \cdot a_{22} - a_{21}^2)\,(a_{33} \cdot a_{44} - a_{43}^2)} \,. \end{aligned} \tag{3}$$

Indicile zero indică că în termenul respectiv nu apare viteza. Termenii a_{ij} au expresiile după cum rezultă :

$$a_{11} = \left[R_{11} + \dot{V}_1 - \frac{k}{M}\right]\frac{M}{m_1},$$

$$a_{22} = \dot{V} - \frac{M}{m_2}\left[R_{22} + \frac{k_2}{M}\right],$$

$$\begin{aligned} a_{33} = -\left(1 - \frac{1}{BQ}\right)\dot{V}_1 - \left(1 + \frac{1}{AQ}\right)\dot{V}_2 + \\ + \frac{M}{m_2} \cdot \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\left(R_{33} - \frac{r^2}{l_{12}^2} \cdot \frac{k_1}{M}\right), \end{aligned}$$

$$a_{44} = -\dot{V} + \frac{M}{m_2} \cdot \frac{l_{21}^2}{i_2^2}\left(R_{44} - \frac{C_2^2}{l_{21}^2}\frac{k_2}{M}\right),$$

$$a_{21} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_1}R_{22} - \frac{M}{m_2}R_{11} - \left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right)\frac{l_{12}^2}{i_1^2}\right],$$

$$\begin{aligned} a_{43} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_2} \cdot \frac{l_{21}^2}{i_2^2}R_{33} + \frac{M}{m_2} \cdot \frac{1}{B \cdot Q} \cdot R_{44} + \right. \\ \left. + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right)\right], \end{aligned} \tag{4}$$

$$a_{41} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_1}R_{44} + \frac{M}{m_2} \cdot \frac{l_{21}^2}{i_2^2}R_{11} + \left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right)\right],$$

$$\begin{aligned} a_{31} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_1}\left(R_{33} + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}R_{11}\right) + \left(1 + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\right)\left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V} - \right.\right. \\ \left.\left. \dot{V}_2 - \right) - \frac{k_1}{M} \cdot \frac{M}{m_1} \cdot \frac{C_1}{l_{12}}\left(1 + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\right) + \frac{V^2}{l_{12}}\right] = \\ = 0{,}5\left(a_{31}^0 + \frac{V^2}{l_{12}}\right), \end{aligned}$$

$$a_{32}=0{,}5\left[\frac{M}{m_1}\frac{l_{12}^2}{i_1^2}R_{22}-\frac{M}{m_2}R_{33}-\frac{l_{12}^2}{i_1^2}\left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1-\dot{V}_2\right)\right],$$

$$a_{42}=0{,}5\left\{\frac{M}{m_2}\left[\frac{l_{21}^2}{i_2^2}R_{22}-R_{44}-\left(1+\frac{l_{21}^2}{i_2^2}\right)\frac{c_2}{l_{21}}\frac{k_2}{M}\right]+\frac{\dot{V}^2}{l_{21}}\right\}.$$

Pentru coeficienţii R_{ij} ai forţei normale din articulaţie rezultă în condiţiile impuse expresiile :

$$R_{11}=-\left(A+\frac{1}{Q}\cdot\frac{m_2}{M}\right)\dot{V}_1+\frac{m_1}{M}\cdot\frac{1}{Q}\dot{V}_2+ +\left(A+\frac{C_1}{l_{12}}\cdot\frac{1}{Q}\right)\frac{k_1}{M},$$

$$R_{22}=-\left(A+\frac{1}{Q}\cdot\frac{m_2}{M}\right)\dot{V}_1-\frac{m_1}{M}\cdot\frac{1}{Q}\dot{V}_2- -\left(B-\frac{I_1}{I_2}\frac{C_2}{l_{21}}+\frac{1}{Q}\right)\frac{k_2}{M}, \tag{5}$$

$$R_{33}=-\left(A+\frac{1}{Q}-B\right)\frac{m_2}{M}\dot{V}_1+\left(2A+ +\frac{1}{Q}\right)\frac{m_1}{M}\dot{V}_2+\left(A\frac{C_1}{l_{12}}+\frac{r^2}{Q\cdot l_{12}^2}\right)\frac{k_1}{M},$$

$$R_{44}=-\left(A+\frac{1}{Q}-B\right)\frac{m_2}{M}\dot{V}_1+\left(2A+ +\frac{1}{Q}\right)\frac{m_1}{M}\dot{V}_2-\left(B\frac{C_2}{l_{21}}-\frac{I_1}{I_2}\cdot\frac{C_2^2}{l_{12}^2}\cdot\frac{1}{Q}\right)\frac{k_2}{M}.$$

După cum rezultă din expresiile coeficienţilor a_{ij} şi R_{ij}, acestea reprezintă funcţii complexe în care intră parametrii geometrici şi de masă ai autotrenului, parametrii constructivi ai sistemului de frînare şi sistemului de rulare şi parametrii regimului de deplasare.

Notaţiile utilizate în relaţiile (4) şi (5) au următoarele semnificaţii :

l_{12}, l_{21} este distanţa dintre centrul de greutate şi punctul de articulaţie la autotractor, respectiv semiremorcă ;
C_2 — coordonata centrului de greutate a semiremorcii în raport cu puntea ;
I_1, I_2 — momentele de inerţie ale elementelor autotrenului în jurul unui ax vertical pe cale prin centrul de greutate ;
M, m_1, m_2 — masa autotrenului, autotractorului şi semiremorcii ;
i_1, i_2 — raza de giraţie a autotractorului respectiv semiremorcii ;
$\dot{V}$, $\dot{V}_1$, $\dot{V}_2$ — deceleraţia autotrenului, autotractorului şi semiremorcii ;
k_i — rigidităţile laterale rezultante ale pneurilor ;
Q — factorul de cuplare.

Factorul de cuplare Q are expresia :

$$Q=1+A'+B'+\frac{I_1}{I_2}\cdot\frac{l_{21}^2}{l_{12}^2}, \tag{6}$$

unde :

$$A'=\frac{I_1}{m_1 l_{12}^2} \text{ iar } B'=\frac{I_1}{m_2 l_{12}^2}. \tag{7}$$

Din relaţiile (6) şi (7) rezultă :

$$A=\frac{A'}{Q} \text{ şi } B=\frac{B'}{Q}. \tag{8}$$

Pentru simplificarea scrierii s-au mai utilizat notaţiile :

$$C_1=\frac{k_{1s}\,b-k_{1f}\;a}{k_1} \text{ respectiv } r_2=\frac{k_{1s}\,b^2+k_{1f}\;a^2}{k_1}, \tag{9}$$

unde : k_{1f} k_{1s} sînt rigidităţile laterale ale pneurilor punţii din faţă respectiv spate ale autotractorului ;
a, b — coordonatele centrului de greutate ale autotractorului, iar $k_1=k_{1s}+k_{1f}$.

Dintr-o serie de lucrări [1], [2], [6] se cunosc proprietăţile pneurilor utilizate pe autovehicule. Prin faptul că rigiditatea laterală depinde atît de coeficientul de utilizare al aderenţei, de mărimea forţei tangenţiale şi de forţa normală pe pneu, rigiditatea laterală introduce în calculul vitezei critice după relaţia (1) şi fenomenele care apar în planul vertical. Prin urmare modelul matematic al autotrenului cu semiremorcă, considerat iniţial un model plan, devine un model spaţial. Prin aceasta, calculul vitezei critice se complică întrucîtva. În figura 1 se prezintă schematic planul de desfăşurare al calculului vitezei critice.

După cum se observă, mărimile principale interacţionează între ele, elementele iniţiale fiind parametrii geometrici şi de masă ai autotractorului şi mărimile care definesc regimul de frînare. În tabela 1 se prezintă principalele elemente de calcul pentru caracteristica mişcării stabile a autotrenului.

În afară de aceste elemente se mai dă înălţimea centrului de greutate al autotractorului şi înălţimea punctului de cuplare $hg=0{,}75$ m, respectiv $hc=1{,}3$ m, distanţa $l_{12}=1{,}57$ m şi coordonatele centrului de greutate ale autotractorului $a/b=2{,}13/1{,}87$. Mărimile corespunzătoare ale semiremorcii rezultă din tabela 2 în funcţie de sarcina utilă.

După cum se observă din datele prezentate, aceste mărimi corespund în mare combinaţiei de autotren format din autotractorul SR 113 şi semiremorca SRP—8. Pentru regimul de frînare s-au adoptat valorile prezentate in

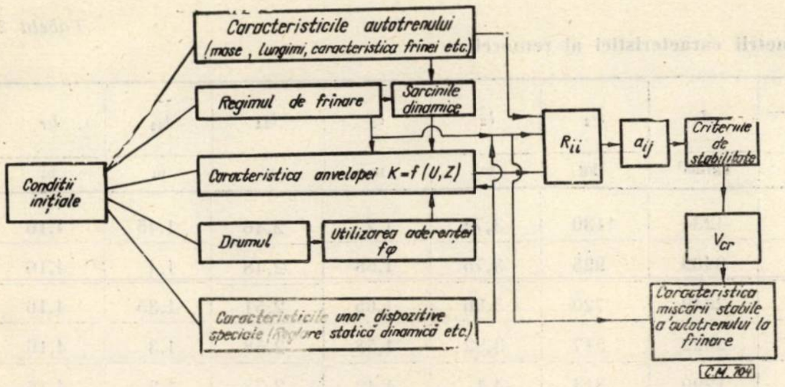

Caracteristicile autotrenului (mase, lungimi, caracteristica frînei etc.)
Regimul de frînare
Sarcinile dinamice
Condiții inițiale
Caracteristica anvelopei K=f(U,Z)
Drumul
Utilizarea aderenței fφ
Caracteristicile unor dispozitive speciale (Reglare statică dinamică etc.)
R_{ii}
a_{ij}
Criteriile de stabilitate
V_{cr}
Caracteristica mișcării stabile a autotrenului la frînare
C.M. 704

Fig. 1. Schema desfășurării calculului vitezei critice și a caracteristicii mișcării stabile.

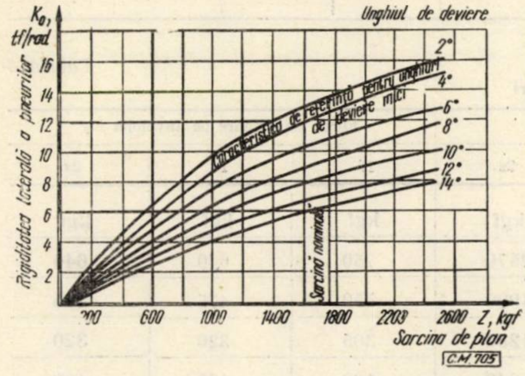


Fig. 2. Caracteristica $K_0=f$ (α, Z) pentru pneul 9,00-20e HD. Sarcina de plan.

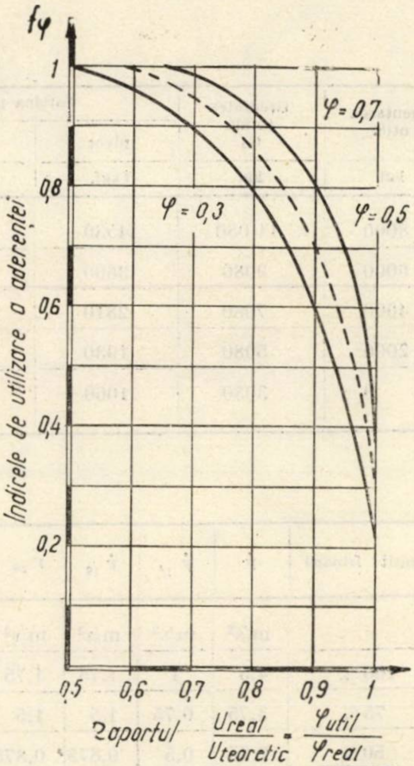


Fig. 4. Indicele de utilizare a aderenței.

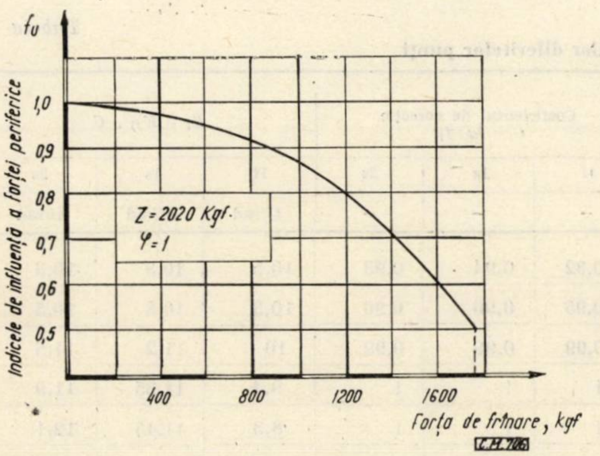


Fig. 3. Indicele de influență a forței de frînare pentru anvelopă 9,00-20e HD.

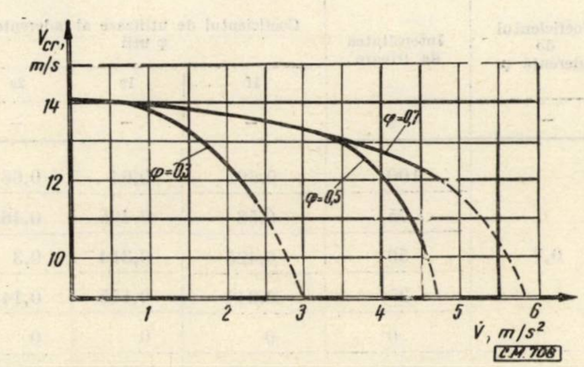


Fig. 5. Variația vitezei critice a autotrenului rezultată din determinantul de ordinul IV.

Tabela 1

Parametrii caracteristici ai autotrenului

Greutatea utilă	Greutate totală	M	Q	$\frac{1}{Q}$	B'	A	B	$\frac{i_1^2}{i_2^2}$	$\frac{J_1}{J_2}$	$\frac{m_1}{M}$	$\frac{m_2}{M}$	Sarcina pe puntea autotractorului	
												față	spate
kgf	kgf	kg	—	—	—	—	—	—	—	—	—	kg	kg
8000	14,365	1465	3,64	0,275	0,395	0,366	0,108	0,87	0,374	0,229	0,772	1865	5950
6000	12,365	1260	3,94	0,254	0,48	0,338	0,122	0,865	0,456	0,266	0,735	1815	5130
4000	10,365	1055	4,36	0,229	0,615	0,305	0,142	0,82	0,555	0,317	0,683	745	4350
2000	8,365	850	5,39	0,186	0,865	0,247	0,160	0,83	0,781	0,994	0,61	1685	3530
0	6,365	649	7,41	0,139	1,42	0,180	0,192	0,795	1,22	0,516	0,485	1615	2730

Tabela 2

Parametrii caracteristici ai remorcii

Greutatea utilă	Greutatea totală G_2	Sarcina pe pivot	Sarcina pe osie	I_1	m_2	l_2^2	c_2	l_{21}	l_{22}	Lr
kgf	kgf	[kgf.	kf.	kgfms²	kg	m²	m	m	m	m
8000	11.080	4530	6550	4234	1130	3,74	1,7	2,46	1,45	4,16
6000	9080	3660	5420	3469	925	3,75	1,68	2,48	1,4	4,16
4000	7080	2810	4270	2849	720	3,96	1,65	2,51	1,35	4,16
2000	5080	1930	3150	2022	517	3,92	1,58	2,58	1,3	4,16
0	3080	1060	2050	1290	314	4,1	1,43	2,73	1,2	4,16

Tabela 3

Forţele de frînare pe pneuri

Intensit. frînării	$\dot{V}$	$\dot{V}_{1f}$	$\dot{V}_{1s}$	V_{2s}	Forţa de frînare pe punte 1f	Forţa de frînare pe punte 1s	Forţa de frînare pe punte 2s	Forţa de frînare pe anvelopă U_i 1f	Forţa de frînare pe anvelopă U_i 1s	Forţa de frînare pe anvelopă U_i 2s
	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf
100%	4,5	1	1,75	1,75	1465	2570	2570	730	640	640
75%	3,75	0,75	1,5	1,5	1100	1900	1900	550	475	475
50%	2,25	0,5	0,875	0,875	730	1280	1280	365	320	320
25%	1,12	0,25	0,43	0,43	360	640	640	188	160	160

Tabela 4

Rigiditatea laterală a pneurilor diferitelor punţi

Coeficientul de aderenţă φ	Intensitatea de frînare	Coeficientul de utilizare al aderenţei φ util 1f	Coeficientul de utilizare al aderenţei φ util 1s	Coeficientul de utilizare al aderenţei φ util 2s	Coeficientul de corecţie $C = f\varphi . fV$ 1f	Coeficientul de corecţie $C = f\varphi . fV$ 1s	Coeficientul de corecţie $C = f\varphi . fV$ 2s	$K_i = K_D . C$ 1f	$K_i = K_D . C$ 1s	$K_i = K_D . C$ 2s
–	%	–	–	–	–	–	–	tf/rad	tf/rad	tf/rad
0,7	100	0,695	0,64	0,66	0,92	0,94	0,93	10,5	10,5	10,3
	75	0,58	0,465	0,465	0,95	0,96	0,96	10,3	10,8	10,8
	50	0,425	0,314	0,3	0,99	0,99	0,99	10	11,2	11,5
	25	0,244	0,155	0,145	1	1	1	9,4	11,35	11,9
	0	0	0	0	1	1	1	8,3	11,45	12,1
0,5	100	0,975	0,89	0,915	0,37	0,665	0,635	4,25	7,4	7,05
	75	0,815	0,65	0,65	0,8	0,93	0,93	8,7	10,5	10,5
	50	0,595	0,436	0,42	0,97	0,99	0,99	9,8	11,2	11,5
	25	0,34	0,218	0,216	1	1	1	9,4	11,35	11,9
	0	0	0	0	1	1	1	8,3	11,45	12,1
0,3	50	0,99	0,735	0,69	0,198	0,86	0,88	2,1	9,7	10,1
	25	0,57	0,364	0,33	0,97	1	1	9,1	11,35	11,9
	0	0	0	0	1	1	1	8,3	11,45	12,1

tabela 3. Pe baza acestor valori se calculează, după relaţiile cunoscute, reacţiunile dinamice pe punţile autotrenului [2]. Pe baza lor se extrag din figura 2 valorile pentru rigiditatea laterală k_0.

Rigiditatea laterală (unghiulară) obţinută cu ajutorul sarcinii dinamice trebuie corectată în funcţie de forţa de frînare şi coeficientul de utilizare al aderenţei. Acest lucru se efectuează cu ajutorul curbelor reprezentate în figura 3,

Valorile elementelor a_{ij}

Tabela 5

Coeficientul de aderenţă φ / Intensitatea de frînare (%) / a_{ij}		0,7					0,5					0,3		
		100	75	50	25	0	100	75	50	25	0	50	25	0
Determinanţii minorilor principali de ordinul I	a_{11}	− 95,5	− 96,5	− 98	− 96,2	− 91,5	−47,2	− 85	− 97	− 96,2	− 91,5	− 48,2	− 92	− 91,5
	a_{22}	− 32,3	− 34,25	− 37,8	− 41,9	− 41	− 21,5	− 33,45	− 37,8	− 41,9	− 41	−35,2	− 41,9	− 41
	a_{33}	−146,2	−140,2	−140,4	−135,7	−127	− 85,65	−123,2	−138,4	−135,7	−127	−99,4	−133,3	−127
	a_{44}	− 29,6	− 31,1	− 30,8	− 30,8	− 29,4	− 21	− 30,5	− 30,8	− 30,7	− 29,4	−27,2	− 30,7	− 29,4
	a_{21}	− 14,6	− 15,2	− 15,9	− 16,5	− 16,5	− 10,05	− 14,9	− 15,9	− 16,5	− 16,5	−15,8	− 16,7	− 16,5
	a_{32}	− 17	− 17,4	− 18,1	− 17,7	− 18,5	− 11,7	− 17,6	− 18,1	− 17,7	− 18,5	−18,1	− 17,7	− 18,5
	a_{41}	23,9	24,35	25,1	25,8	25,4	16,9	23,9	25,1	25,8	25,4	25,2	26,1	25,4
	a_{43}	27,5	27,7	28,6	28,2	28,7	19,3	28,3	28,6	28,2	28,7	28,8	28,2	28,7
Coeficienţii a_{ij} depinzînd de viteză	a_{31}	29,4 + 0,317v^2	21,3 + 0,317v^2	22,75 + 0,317v^2	15,8 + 0,317v^2	7 + 0,317v^2	0,3 + 0,317v^2	12,8 + 0,317v^2	21,25 + 0,317v^2	15,8 + 0,317v^2	7 + 0,317v^2	32,2 + 0,317v^2	5,2 + 0,317v^2	7 + 0,317v^2
	a_{42}	− 32 + 0,203v^2	− 33,5 + 0,203v^2	− 37,2 + 0,203v^2	− 38,8 + 0,203v^2	40,5 + 0,203v^2	− 21,6 + 0,203v^2	− 32,7 + 0,203v^2	− 37,2 + 0,203v^2	− 38,8 + 0,203v^2	− 40,5 + 0,203v^2	−25,2 + 0,203v^2	− 38,8 + 0,203v^2	− 40,5 + 0,203v^2

respectiv figura 4, astfel încît în final rigiditatea laterală să rezulte din relaţia $k_l = Ck_0 = f\varphi \cdot f_u \cdot k_0$.

Rezultatele calculelor sînt redate în tabela 4, din care rezultă că, o dată cu scăderea aderenţei, scade şi rigiditatea laterală. Cu valorile din tabelele 1—4 s-au creat condiţiile pentru calculul coeficienţilor a_{ij} care intră în relaţia vitezei critice. Valorile acestor coeficienţi sînt redate în tabela 5. Coeficienţii a_{ij} reprezintă în acest caz minorii principali de ordinul I ai matricei care reprezintă criterii de stabilitate în urma aplicării proprietăţilor formelor pătratice ecuaţiei de mişcare a autotrenului adusă la forma unui sistem de ecuaţii diferenţiale de ordinul I.

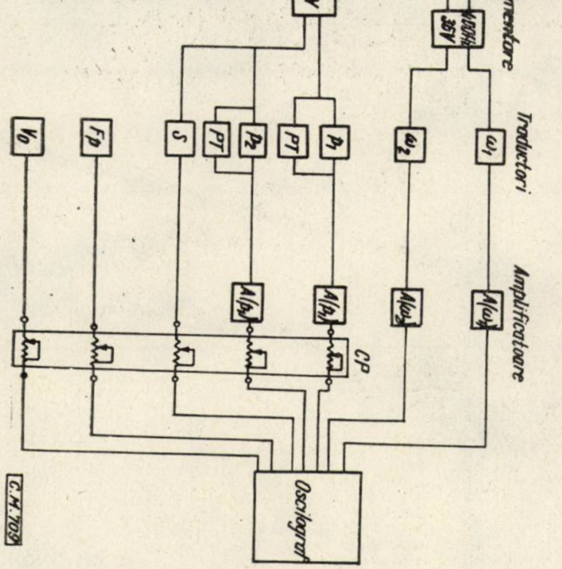


Fig. 6. Schema bloc a instalaţiei de măsurare.

Pe baza valorilor obţinute pentru termenii a_{ij} se poate calcula, după relaţiile (1—3), valoarea vitezei critice. Corelînd această viteză critică cu deceleraţiile corespunzătoare, rezultă în final caracteristica mişcării stabile a autotrenului cu semiremorcă frînat, reprezentată în figura 5. Caracteristica mişcării stabile a autotrenului frînat completează seria caracteristicilor (dinamică, economică etc.) care definesc comportarea autotrenului în diverse condiţii de exploatare sau încercare.

Caracteristica mişcării stabile a autotrenului cu semiremorcă poate fi obţinută şi pe cale experimentală. În acest scop s-a alcătuit o instalaţie de măsurare care permite înregistrarea simultană a şapte parametri (fig. 6), principalii parametri fiind vitezele unghiulare în jurul unei axe perpendiculare pe planul căii de rulare a elementelor autotrenului w_1 şi w_2, viteza de deplasare V_a, momentul începerii frînării F_p, spaţiul de frînare s, presiunile din sistemul de frînare p_1 şi p_2. Întrucît semnalele unor traductori nu erau suficient de mari pentru a permite înregistrarea pe oscilograf, au

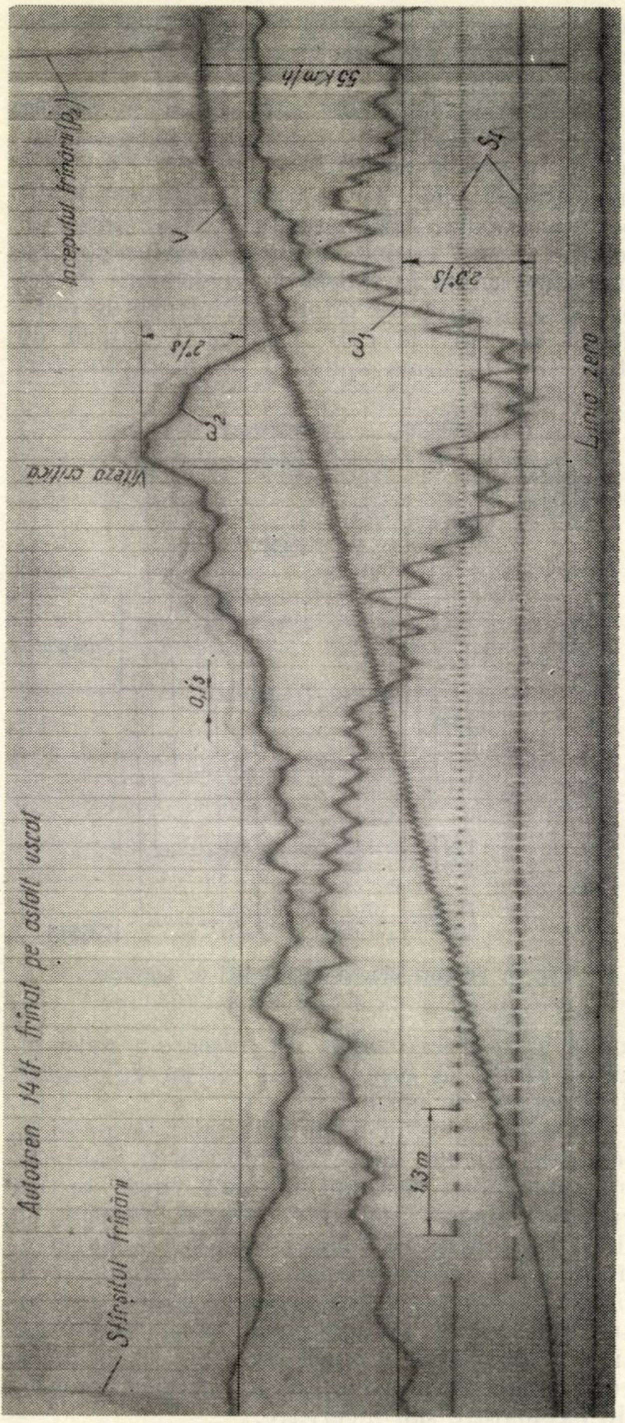


Fig. 7. Aspectul unei oscilograme.

fost utilizate şi amplificatoarele $A_{(wi)}$, respectiv $A(p_i)$, şi punţile tensometrice PT. Adaptarea semnalului la oscilograful optic s-a făcut prin intermediul cutiei de potenţiometre CP. Pe baza oscilogramelor obţinute, din care se prezintă un exemplu în figura 7, s-a trasat în figura 8 caracteristica experimentală a mişcării stabile a autotrenului format din autotractorul SR 113 şi semiremorca SRP-8. Comparativ s-au trasat şi curbele teoretice calculate pentru condiţiile respective. Din cele expuse rezultă următoarele concluzii :

— comportarea la frînare a autotrenului cu semiremorcă poate fi exprimată prin caracteristica mişcării stabile a autotrenului frînat, care reprezintă variaţia vitezei critice în funcţie de deceleraţie ;

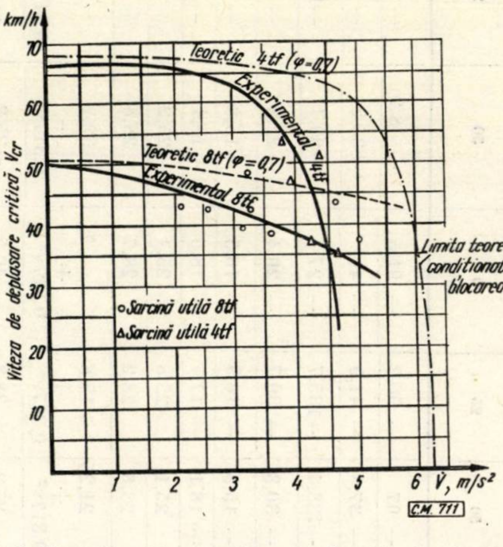


Fig. 8. Variaţia vitezei critice în funcţie de deceleraţie şi sarcina utilă.

— caracteristica mişcării stabile a autotrenului rezultă din ecuaţii formate din termeni care au dimensiunea unei acceleraţii. Prin condiţia $\dot{V}_{prototip} = \dot{V}_{model}$, studiul stabilităţii mişcării autotrenurilor poate fi generalizat pe baza teoriei similitudinii ;

— întrucît caracteristica mişcării stabile a autotrenului cu semiremorcă poate fi obţinută şi pe cale experimentală, se oferă un mijloc practic de a verifica eficienţa unor măsuri constructive efectuate asupra elementelor autotrenului cu scopul de a îmbunătăţi stabilitatea mişcării în timpul frînării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Freudenstein, G.* Luftstreifen bei Schräg-und Kurvenlauf. În : Deutsche Kraftfahrforschung und Strassenverkehrstechnik, nr. 152, 1961.

[2] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului. Bucureşti, Ed. tehnică, 1965.

[3] *Gauss, F.* Antriebsschlupf, Rollhalbmesser und Geschwindigkeitsanzeige. În : ATZ, nr. 10, 1967.

[4] *Jindra, F.* Tractor and semitrailer handling. În : Automobile engineer, oct 1963.

[5] *Seitz, N.* Studiul stabilităţii autotrenurilor la frînare cu aplicaţie la autocamioane şi remorci de producţie românească. Teză de doctorat, Institutul politehnic Bucureşti, 1969.

[6] *Schmid, I.* Das Fahrstabilitätsverhalten zwei-und dreiliedriger Fahrzeugketten. În : Deutsche Kraftfahrforschung und Strassenverkehrstechnik, nr. 182, 1966

Documentare

Sudostroenie,

nr. 11/1970

V.I. Orlov, V.A. Osadin şi I.Ia. Danilov. **Motoarele diesel navale 6CRN 36/45**

Motoarele diesel 6CRN 36/45 sînt utilizate ca motoare principale pe navele tip Volga-Don, cu capacitate de încărcare de 5 300 t, şi pe alte vase fluviale. Ele se livrează la diferite nivele de forţare.

Caracteristicile diferitelor tipuri de motoare 6CRN 36/45 sînt arătate în tabela 1, iar caracteristicile de elice — în figura 1 (t_c — temperatura gazelor la ieşirea din cilindru).

La realizarea motoarelor s-a urmărit să se asigure durabilitatea ridicată organelor şi subansamblelor, comoditatea execuţiei, exploatării şi reparaţiilor, economicitate corespunzătoare.

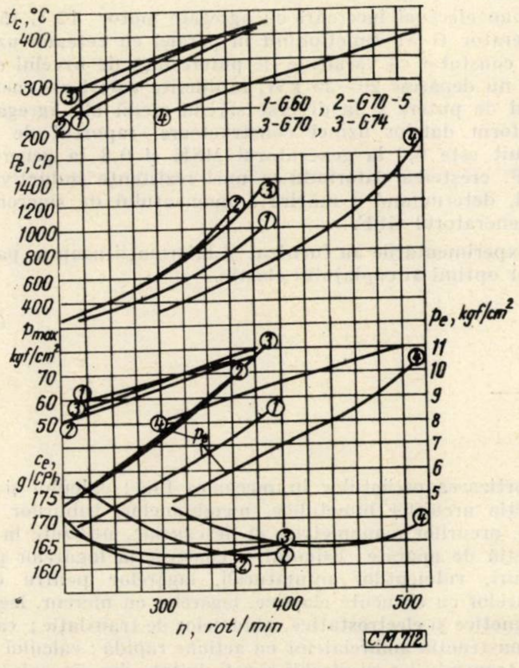


Fig. 1

Carcasa de fontă a motorului este fabricată sub forma unui cadru de bază de mare rigiditate, pe care se ancorează blocul cilindrilor. Această construcţie micşorează influenţa deformaţiilor corpului navei şi fundaţiei.

Arborele cotit este executat din oţel. Pentru două motoare G 60, supuse în prezent încercărilor de durată, s-au construit arbori cotiţi din fontă de înaltă rezistenţă. Cuzineţii fusurilor palier şi maneton sînt de babbit B 83.

Pistonul (răcit cu ulei vehiculat prin bielă) şi cămaşa cilindrului se fabrică din fontă cenuşie şi cu suprafeţele de lucru fosfatate. Segemnţii de comprimare sînt cromaţi. Schimbarea încărcăturii cilindrilor se realizează prin cîte o supapă de admisiune şi de evacuare, plasate în chiulasele de fontă.

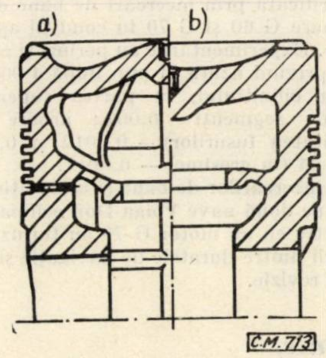


Fig. 2

Pentru schimbarea sensului de rotaţie arborele cu came este deplasat axial, fără a fi necesară deplasarea prealabilă a tacheţilor, deoarece cele două profile ale camelor de distribuţie, corespunzătoare rotirii spre stînga şi spre dreapta, sînt legate printr-o porţiune lină de trecere, iar camele pompelor de injecţie au profil simetric. Dinţii pinioanelor de transmisie sînt căliţi CIF sub strat de apă.

Alimentarea cu combustibil se efectuează prin pompe individuale cu piston-sertar, cu reglaj la sfîrşitul cursei utile. Injectoarele de tip închis au pulverizatoare răcite cu combustibil.

Pentru supraalimentare este utilizat turbocompresorul standardizat TK-30, cu răcire intermediară.

Transmisia energetică a motorului G 74 cuprinde un cuplaj de înaltă elasticitate şi un reductor multiplicator axial. Cele două perechi de pinioane cu dinţi înclinaţi ale reductorului realizează rapoartele de transmisie 1/1,5 şi 1/1,98.

Motoarele 6CRN 36/45 sînt dotate cu comandă automată de la distanţă (pînă la 100 m). Pupitrul de comandă este conectat la motor printr-un sistem pneumatic cu aer comprimat la 10 at. Sistemul este insensibil la variaţia condiţiilor atmosferice. În plus mai sînt prevăzute un post local de comandă automată, un avertizor de avarii, scule şi dispozitive de reglaj şi reparaţii în condiţii de cale.

Tabela 1

Caracteristica	Tipul motorului (marca uzinală)			
	G 60	G 70	G 70–5	G 74
Puterea nominală, CP	900	1 200	1 000	1 500
Turaţia nominală, rot/min	375	375	350	500
Presiunea medie efectivă, kgf/cm²	7,86	10,48	9,37	9,85
Viteza medie a pistonului, m/s	5,62	5,62	5,25	7,50
Consumul specific de combustibil, g/CPh	165+5 %	160+5 %	160+5 %	160+5 %
Cantitatea de ulei, t	27,0	27,5	27,5	29,0
Durata de funcţionare pînă la prima revizie, mii ore	3,5–4,0			
Anul lansării producţiei de serie	1 962	1 967	1 969	1 971

În primii ani de exploatare s-au înregistrat fisurări ale cuplului de piston. Evitarea lor s-a obținut prin renunțarea la nervurarea fundului pistonului (fig. 2 *a* — tipul vechi, *b* — tipul nou) și s-a acordat o atenție sporită tratamentului termic. Nivelul de temperatură în zona segmentului superior la noul tip de piston (200 °C) este cu cu 20—25 °C mai coborît decît nivelul tipului vechi.

Pentru mărirea durabilității supapelor de evacuare, fabricate din oțel EI-69, s-a trecut la placarea suprafeței lor de etanșare cu oțel rezistent la temperaturi înalte VZK. Supapele astfel executate pot funcționa 4 000—5 000 h fără recondiționare.

Eficiența modificărilor semnalate și a altor măsuri adoptate a fost verificată prin încercări de banc de durată, efectuate pe motoare G 60 și G 70 în condiții apropiate de cele din exploatare. Experimentările au permis și recoltarea următoarelor date privind uzura în mm după 1 000 h de funcționare: cămașa cilindrului, în partea superioară — 0,006; piston — 0,016; segmenți — 0,002; arbore cotit (conicitatea și ovalitatea fusurilor) — 0,0012 și 0,0009; cuzineți palier și de bielă (în grosime) — 0,0017.

Rezultatele încercărilor de banc și cele obținute în condiții de exploatare pe două nave Volga-Don echipate cu un motor G 60 și respectiv cu un motor G 70 au furnizat și informații asupra corelării dintre duratele de navigație și de funcționare pînă la prima revizie.

G.Z.

Sudostroenie,

nr. 12/1970

V.I. Reșetov, A.A. Tarhanov și V.I. Tolșin. **Cercetarea stabilității funcționării în paralel a agregatelor motor diesel-generator.**

Funcționarea în paralel a generatoarelor navale de curent alternativ tip MSK, de 100 și 200 kW la 1 500 rot/min cu regulatoare de tensiune cu compundare directă de fază (transmisii cu motor diesel 6 C 15/18 și 12 C 15/18 cu regulator de viteză cu acțiune directă) este caracterizată de variații ale puterii la frecvențe de 2,5—4 Hz, în funcție de particularitățile constructive ale sistemelor.

Un fenomen analog a fost înregistrat la funcționarea agregatelor în paralel cu rețeaua uzinală. Cercetările efectuate au evidențiat influența unei serii de factori asupra frecvenței și amplitudinei oscilațiilor și metodele de diminuare a acestora.

Determinarea experimentală a caracteristicilor de frecvență ale regulatorului de viteză a arătat că mărirea turației regulatorului poate prilejui creșterea frecvenței sale proprii w_r peste frecvența proprie a rotorului generatorului w_{rot}. Totodată, vibrațiile de răsucire ale arborelui pompei de injecție pot influența caracteristicile statică și dinamică ale regulatorului, corespunzător măririi frecvenței w_r. Una dintre metodele de micșorare a dependenței reglajului față de vibrațiile de răsucire ale arborelui pompei de injecție comportă cuplarea acestuia printr-un cuplaj elastic; metoda este aplicată la motoarele 12 CN 18/20.

S-au efectuat încercări cu agregate motor 12 C 15/18 — generator G SF funcționînd în paralel cu rețeaua uzinală. S-a constatat că variațiile de putere față de nivelul de 200 kW nu depășesc 20—25 kW, la diferite valori ale coeficientului de putere și la diverse sarcini medii ale agregatului. Conform datelor uzinei constructoare, raportul de scurtcircuit este 0,6 la generatorul MSK și 0,8 la generatorul GSF, creșterea datorîndu-se unei rezistențe inductive mai mici, determinînd o mărire a momentului de sincronizare, la generatorul GSF.

Experimentările au furnizat și informații asupra parametrilor optimi ai cuplajului elastic.

G.Z.

Recenzii

TRAIAN DEMIAN. **Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină.** București, Editura didactică și pedagogică, 1970. Partea I și partea a II-a, 675 pag.

Lucrarea, care apare într-o nouă ediție destinată celor care proiectează și exploatează aparatele și instrumentele din mecanica fină, aparatele electrice și radioelectronice, aparatele de măsură și control, elementele de automatizare, cît și studenților care se pregătesc în aceste domenii din învățămîntul superior, este unică prin conținut în literatura de specialitate română. Ea se încadrează cu succes în literatura mondială de specialitate din domeniul calculului și construcției elementelor de mecanică fină, completînd prin problemele tratate literatura tehnică relativ puțină existentă.

Problemele prezentate sînt elaborate pe principiul modern al preciziei ,,transmiterii semnalului'' la aparatele și instrumentele din mecanica fină.

Pentru ca să răspundă unor astfel de necesități lucrarea face o analiză profundă a părților componente necesare ale aparatelor. Sînt tratate astfel, pe lîngă unele probleme cunoscute ca nomenclatură dar avînd un conținut adaptat proiectării aparatelor de mecanică fină (elemente de asamblare, elemente pentru acumularea energiei, elemente pentru ghidarea mișcării, elemente de legătură, elemente pentru transmiterea directă și indirectă a mișcării de rotație, mecanisme cu cuple inferioare, mecanisme cu camă și intermitente), probleme complet noi în literatura tehnică de specialitate autohtonă, printre care se pot enumera: noțiuni privind transmiterea informației semnalului; mecanisme cu pîrghii și roți dințate necirculare folosite în construcția de aparate pentru modularea unor operații matematice; dispozitive pentru reglarea mișcării de rotație și pentru amortizarea oscilațiilor în mecanica fină; calculul și construcția arcurilor bimetalice, membranelor, tuburilor ondulate, arcurilor manometrice și de cauciuc, utilizate în construcția de aparate; calculul și construcția lagărelor pentru vîrfuri, rulmenților miniaturali, lagărelor pentru cuțite, lagărelor cu elemente elastice, lagărelor cu mercur, lagărelor magnetice și electrostatice, ghidajelor de translație; calculul și construcția ambreiajelor cu acțiune rapidă; calculul preciziei transmisiilor cu pîrghii și roți dințate din mecanică fină; calculul și construcția transmisiilor prin aderență și cu lanț din mecanica fină; elemente de citire și înregistrare ale aparatelor (scări gradate, indicatori, dispozitive pentru mărirea scării, dispozitive mecanice, electrice și electronice pentru citirea cifrică); elemente de comandă și acționare; calculul și proiectarea carcaselor aparatelor.

Deși metodologia de prezentare este cea adecvată unui curs de învățămînt superior, lucrarea prezintă date numerice, experimentale, sub formă tabelară, soluții constructive, recomandări de STAS-uri, indicații tehnologice, ceea ce lărgește cercul celor care o pot utiliza.

Ing. *D. Tudor*

GH. MANEA. **Organe de mașini**, vol. I. București, Editura tehnică, 1970.

Literatura noastră tehnică s-a îmbogățit recent cu o nouă lucrare, mult așteptată — tratatul de Organe de mașini (vol I) — elaborată de cunoscutul specialist prof. emerit dr. docent ing. Gheorghe Manea, membru corespondent al Academiei R.S.R., șeful catedrei de organe de mașini de la Institutul politehnic București, lucrare ce încununează îndelungata activitate și bogata experiență practică și didactică a autorului.

Lucrarea recenzată nu reprezintă o ediție îmbunătățită a cărții apărute în 1956, ci este o lucrare complet nouă — atît în ceea ce priveşte forma cît şi conţinutul — îmbogăţită cu rezultatele celor mai recente cercetări din acest domeniu, ceea ce a permis completarea unor capitole şi introducerea altora noi : îmbinări prin încleiere, şuruburi cu bile, asamblări prin inele tronconice, elemente asupra frecării şi uzurii şi altele.

Disciplina de Organe de maşini — disciplină cu caracter teoretic şi aplicativ — are sarcina de a contribui la formarea şi dezvoltarea inginerului ca proiectant de maşini şi mecanisme. Calculul şi proiectarea organelor de maşini necesită soluţionarea optimă a problemei, ţinînd seama de complexitatea şi multitudinea condiţiilor impuse organului de maşină, adesea contradictorii. În acest sens, lucrarea prof. dr. doc. ing. Gh. Manea — în special prin prezentarea şi discutarea mai multor soluţii constructive pentru aceeaşi problemă — corespunde întrutotul scopului propus.

Materialul volumului este prezentat în 814 pagini, cu 774 figuri şi tabele, fiind împărţit în şapte capitole.

În capitolul I ,,Consideraţii generale'' se prezintă importanţa şi evoluţia domeniului organelor de maşini, condiţiile generale cerute organelor de maşini, aspecte ale calculului de rezistenţă al acestora, standardizarea în construcţia de maşini. Tot în acest capitol se acordă un spaţiu corespunzător procesului de proiectare, prezentîndu-se problemele proiectării formei, principiile alegerii toleranţelor şi ajustajelor în procesul de proiectare ş.a.

Capitolul II ,,Organe de asamblare nedemontabile'' tratează îmbinările prin nituire, îmbinările sudate, îmbinările prin lipire şi încleiere.

Capitolul III ,,Organe de asamblare demontabile'' cuprinde asamblările prin formă — adică asamblările prin pene (transversale şi longitudinale), prin caneluri, prin profile poligonale şi prin bolţuri şi ştifturi — asamblările prin şuruburi, asamblările prin forţe de frecare folosind forma (prin strîngere pe con, cu inele tronconice) şi asamblările prin forţe de frecare folosind strîngerea — cu brăţara elastică (clemă), prin strîngerea proprie şi cu inel cilindric elastic.

În capitolul IV ,,Organe de asamblare elastică (arcuri)'', după prezentarea unor elemente generale — rol funcţional, clasificare, materiale, caracteristici — se tratează arcurile cu foi, arcurile-disc şi barele de torsiune, arcurile elicoidale, inelare şi de cauciuc, precum şi unele aspecte ale vibraţiilor arcurilor.

Capitolul V ,,Osii şi arbori'' conţine calculul şi construcţia osiilor şi a arborilor drepţi.

În capitolul VI ,,Elemente asupra frecării, uzurii şi ungerii organelor de maşini'', în care — la fel ca şi în capitolul VII — se constată în mod deosebit amprenta personală a autorului datorită preocupărilor sale multiple şi permanente în acest domeniu, după o prezentare generală a problemelor de frecare, ungere şi uzură se trec în revistă proprietăţile materialelor de ungere şi se tratează elementele teoretice de bază ale lubrificaţiei.

Capitolul VII ,,Organe de rezemare'' cuprinde fusurile şi pivoţii, calculul fusurilor care funcţionează în regim hidrodinamic şi calculul lagărelor care funcţionează în regim hidrostatic, elemente asupra calculului fusurilor unse cu gaze, în regim gazodinamic, prezentîndu-se şi construcţia şi funcţionarea lagărelor de alunecare.

Toate capitolele sînt însoţite de o importantă bibliografie de specialitate.

În fiecare capitol, problemele sînt prezentate într-o formă unitară, originală, care cuprinde : caracterizare şi rol funcţional, clasificare, materiale şi tehnologia de prelucrare, elemente şi variante constructive şi — la majoritatea capitolelor — exemple de calcul. Această formă de expunere înlesneşte înţelegerea şi asimilarea materialului de către cititor.

Se remarcă de asemenea faptul că autorul — împărtăşind din bogata sa experienţă în acest domeniu — trasează, în capitolul I, direcţiile în care sînt posibile şi totodată necesare studii şi cercetări ştiinţifice, care să contribuie la dezvoltarea teoriei şi la îmbunătăţirea metodicii de calcul şi de proiectare a organelor de maşini.

Apreciem că, prin apariţia acestei lucrări, se aduce o contribuţie însemnată la îmbogăţirea patrimoniului ştiinţei şi tehnicii româneşti.

Tratatul de organe de maşini este destinat specialiştilor din domeniul construcţiei de maşini, dar poate fi util şi inginerilor şi tehnicienilor din alte domenii de specialitate, care folosesc diferite tipuri de organe de maşini, precum şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior.

Conf. dr. ing. *Ioan Drăghici*

Cronică

VEB Kombinat Pumpen und Verdichter (RDG) la Tîrgul din Leipzig 1971

Întreprinderile grupate în Combinatul de pompe şi compresoare din R.D.G. au fost prezentate în ediţia de primăvară din acest an a tîrgului din Leipzig cu un mare număr de exponate, dintre care multe creaţii noi şi dezvoltări ale tipurilor de pompe şi compresoare care fac obiectul acestor întreprinderi.

Atenţia specialiştilor a fost reţinută cu precădere de unele produse ca acelea pe care le menţionăm pe scurt în cele ce urmează.

Pompe centrifuge monoetajate (Întreprinderea Pumpenwerke Halle). Familia acestor pompe acoperă o gamă de debite între 6,3 şi 500 m³/h, pentru înălţimi între 8 şi 125 m. Pe această cale se acoperă toată gama seriei HZ construită pînă în prezent şi o anumită parte din seria HGU şi SGU (pînă la 125 m). Aceste pompe sînt utilizabile pentru lichide curate sau uşor tulbure, neutre, alcaline şi agresive, precum şi lichide gazate.

Pompa centrifugă multietajată cu motor imersat pentru montaj în puţuri adînci (Întreprinderea Pumpenfabrik Oschersleben). În afară de tipurile de 6 şi 8 ţoli cunoscute, s-a studiat şi construit o pompă de 4 ţoli. Ea este lucrată în două mărimi constructive şi anume de 2,5 şi 6,3 m³. Avînd un diametru exterior maxim de 97 mm (împreună cu cablul), aceste pompe se pot monta în puţuri adînci cu tuburi de diametru interior de 4 ţoli, pentru ridicarea apei curate pînă la uşor tulbure, neagresive, pînă la 25°C, în principal pentru distribuţia apei potabile.

Pompe submersibile cu randament ridicat (Întreprinderea Spezialpumpe Berlin). Pompele fabricate de această întreprindere ating debite între 6,3 şi 40 m³/h. Înălţimile de ridicare sînt între 36 40 m. Pompele sînt folosite la ridicarea apei curate sau uşor tulbure ca de pildă pentru distribuţia apei potabile în oraşe şi comune, pentru alimentarea cu apă a industriei şi agriculturii, pentru săparea pînzei de apă subterane sau pentru străpungerea şi epuizarea apei în exploatarea minelor şi în construcţia subterană.

Pompe centrifuge pentru acizi în răşini epoxidice (Întreprinderea Pumpenwerke Erfurt). Familia acestor pompe cuprinde opt tipuri de pompe centrifuge pentru acizi, în răşină epoxidică rezistentă la uzură. Se obţin debite între 6,3 şi 360 m³/h şi înălţimi de ridicare pînă la 80 m. Lucrînd în condiţii dintre cele mai grele în mai multe exploatări miniere, s-a extras cu tipul KRD 150/425 EpH—19 o cantitate de 560 000 t de materii solide şi aceasta în serviciu continuu de 24 ore, timp de un an. Cheltuielile pentru piesele de schimb şi reparaţii fiind reduse, beneficiarii pot reduce cheltuielile anuale pînă la 70%. În general durabilitatea este de 8—15 ori mai ridicată decît aceea a pompelor cu cauciuc moale sau cu oţel cromat de 30%.

Aceste pompe se folosesc cu precădere în industria chimică şi în industria minieră.

Pompe centrifuge cu roată stelată pentru amoniac (Întreprinderea Apollowerk Gössnitz). Pompele cu canale de derivație orizontale cu mai multe etaje și priză automată, de tipul secționat, fabricate la diametre nominale, acoperă un domeniu de debite de la 1 la 12 m^3/h pentru înălțimi pînă la 140 m. Ele necesită puțină întreținere, sînt etanșe la gaze, au un bun randament, o mică greutate și se potrivesc în mod special pentru transportul amoniacului lichid în depozitele frigorifice, în marile instalații frigorifice, la patinoarele artificiale și la îngrășămintele cu amoniac din agricultură.

Pompe de dozare (Întreprinderea Pumpenfabrik Salzwedel). Tipurile PAE 64/2×100 (cu dublu efect) și PAE 32 (cu simplu efect) cu cilindru de sticlă (fără presetupă) sînt creații recente. Tipul PAE 16/3/20 posedă un reglaj electronic al cursei pistonului.

Compresor de mare capacitate, cu piston dublu (Întreprinderea Zwickauer Maschinenfabrik). Acest compresor se distinge printr-o soluție tehnică avantajoasă și anume principiul puterii active cu piston dublu. El atinge un debit de 1070 m^3/h și o presiunea finală de 8 kgf/cm^2 la o turație de 970 rot/min. În comparație cu tipurile analoge de construcție precedentă, s-au atins economii de cheltuieli și de ancombrament de pînă la 50%. Compresorul face parte dintr-o serie care acoperă domeniul de debite de la 350 la 2 000 m^3/h și de presiuni pînă la 10 kgf/cm^2.

Combinație de pompe de vid (Întreprinderea Geraer Kompressorenwerk). Combinația de pompe de vid VPK 2 DS 150/RPW 1 800 Sp-Sch oferă, ca unitate automată, în sectorul tehnicii vidului din industria electrotehnică și electronică, din metalurgie și din construcții cele mai bune condiții pentru realizarea proiectelor de automatizări. Folosind această combinație de pompe de vid, beneficiarul este pus în situația de a putea utiliza un procedeu tehnologic cu vid cu cele mai reduse operații de întreținere și reparații.

Mici instalații transportabile de compresoare de înaltă presiune pentru gazele rare (Întreprinderea Geraer Kompressorenwerk). Aceste instalații permit să se realizeze o recomprimare a gazelor rare plecînd de la presiunea atmosferică, de la un grad de puritate cerut și de o etanșare relativ ridicată. Caracteristicile tehnice principale sînt : debit 3,5 m^3/h, presiune finală 150 kgf/cm^2, turație 1 000 rot/min.

Grup de pompe de vid cu sertar rotativ (Întreprinderea Geraer Kompressorenwerk). Cu această nouă creație seria de pompe de vid cu sertar rotativ monoetajate de la 30 la 350 m^3/h s-a încheiat.

Avantajul principal în comparație cu pompa cu două etaje consistă în prețul de cost redus și în cantitatea redusă de materiale folosite, în parametrii tehnici înalți.

Instalația de pompe de vid cu piston rotativ (Întreprinderea Geraer Kompressorenwerk). Pompa RPw 15 000 este tipul cel mai mare din seria de pompe cu piston rotativ cu debite de la 300 la 15 000 m^3/h. Ea lucrează după principiul lui Root și este destinată în principal, în construcția actuală (fără răcirea pistonului), domeniului de vid înalt. În instalația de față, pompa de vid și motorul de comandă sînt montate pe același șasiu.

Compresor de vid cu piston de aer uscat (Întreprinderea Vakuumpumpen -und Kompressorenbau Magdeburg). Capacitatea acestor compresoare de vid este între 50 și 4 000 m^3/h la mașinile cu un singur etaj pînă la 6 torr sau de la 50 la 2 000 m^3/h și 0,2 torr la tubulura de aspirație închisă. Aceste mașini posedă o instalație de distribuție și de reglaj pentru o supraveghere parțial automată a funcționării.

A.C.

VEB Kombinat Luft-und Kältetechnik (RDG) și sistemul său ILKA la Leipzig 1971

Combinatul pentru tehnica frigului și tratarea aerului din Drezda a pus la punct și a dezvoltat un sistem modular integrant de echipamente pentru tehnica frigului și tratarea aerului pe care l-a numit ILKA.

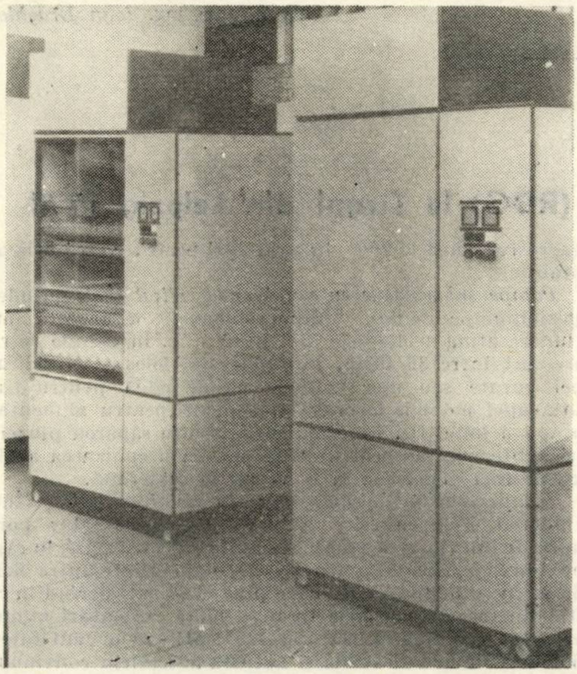


Fig. 1

Dintre numeroasele realizări ale Combinatului au reținut atenția în mod special echipamentele de climatizare, marea serie de compresoare frigorifice precum și instalațiile de epurare și filtrare.

Astfel, aparatele de climatizare ale sistemului ILKA răspund la variate cerințe. Cele patru mărimi de dulapuri de climatizare sînt realizate pentru debit de 2 000 m^3/h (aparate cu răcire indirectă) sau 3 000 m^3/h (aparate cu răcire directă) pînă la 24 000 m^3/h (cu răcire indirectă sau directă). Debitul cerut este determinat de dimensiunile și condițiile spațiului care trebuie climatizat.

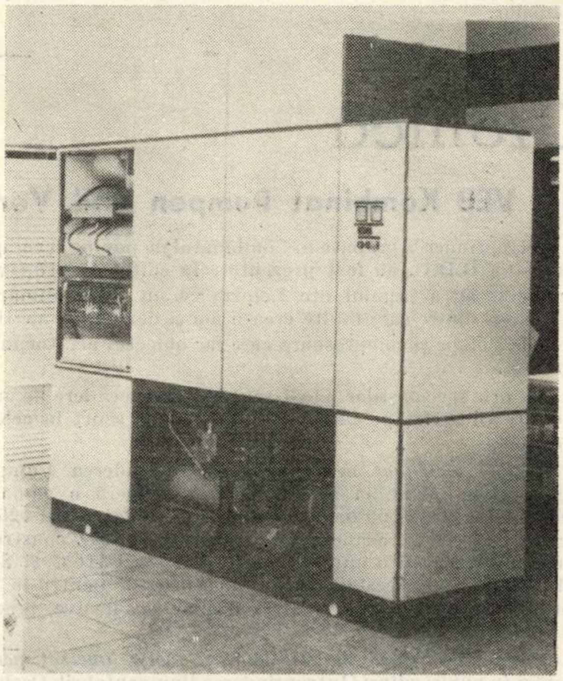


Fig. 2

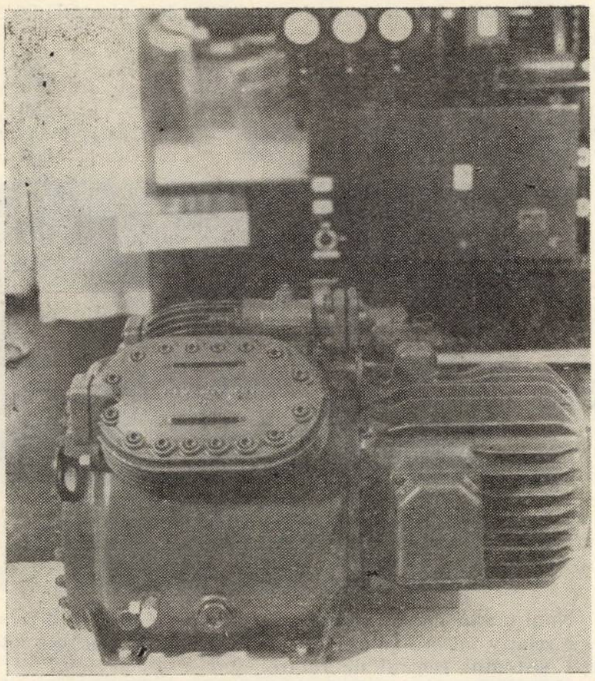


Fig. 3

Aparatele de climatizare ale seriei de tipuri KGS sînt livrate în patru mărimi de bază : KGS1 de 5 600 m^3/h (fig. 1), KGS2 de 11 200 m^3/h, KGS3 de 16 800 m^3/h (fig. 2) şi KGS4 de 22 400 m^3/h.

În afară de diferenţa care rezultă din răcirea directă sau indirectă, seria poate cuprinde aparate orizontale sau verticale.

Aparatul de climatizare de mare randament KGS4H a fost prezentat pentru prima oară la Tîrgul de primăvară din Leipzig 1971. Această versiune este cea mai importantă dintre dulapurile de climatizare din seria KGS, fiind echipată cu un compresor cu randament frigorific superior. Debitul său termic de 80 000 kcal/h îl face un agregat ideal de climatizare pentru centrale de calcul sau edificii publice. Acest aparat permite realizarea unor economii importante la echiparea staţiilor de ordinatoare. În plus, se realizează şi o eficienţă mai ridicată. Structura compactă îi conferă o formă adecuată spaţiilor în care funcţionează.

Seria 60—4 de compresoare frigorifice (fig. 3) a fost pentru prima dată expusă la Tîrgul din Leipzig 1971. Un nou element frigorific, compresorul, serveşte drept bază pentru foarte diferite utilizări de tratament al aerului de temperaturi joase.

Compresoarele semiermetice sau deschise sînt concepute pentru o gamă de debite orare de la 56 la 112 m^3. Seria 60—4 comportă mai mult de 600 versiuni de compresoare permiţînd cele mai variate utilizări.

A.C.

Un nou tip de motor diesel SKL (RDG) VD 36/24A-1 la Tîrgul din Leipzig 1971

Pentru a descrie noul tip de motor diesel (fig. 1) este interesant de a da cîteva date despre predecesorul său de tip NVD 36 (în fig. 2, la mijloc). Ultimul motor a fost dezvoltat cam acum douăzeci de ani — ca un motor naval principal robust, direct reversibil, cu 6 şi 8 cilindri în linie. Prin aplicarea principiului de construcţie în modul (Baukasten), a fost posibilă realizarea unei familii de motoare doar cu puţin diferite elemente de bază.

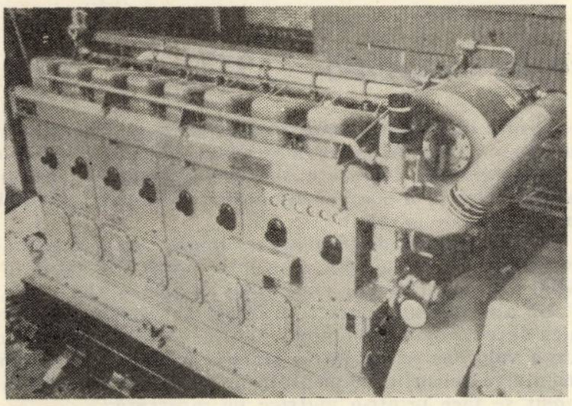


Fig. 1

Cu toate că la început motoarele acestei familii au fost folosite doar ca motoare principale de propulsie pentru nave de pescuit, ele au cîştigat o importanţă mereu crescîndă ca motoare de grupuri electrogene de bord. Cererea de o concentrare crescută de putere pentru aproximativ acelaşi volum constructiv a condus la folosirea grupurilor de turbo-supraalimentare pentru motoarele de tip NVD 36, ceea ce a produs o creştere a puterii prin ridicarea presiunii medii efective de la 5,6 la 7,8 kgf/cm^2.

Necesitatea unei dezvoltări continue a motorului NVD 36 a apărut în primul rînd din dorinţa crescîndă a beneficiarilor pentru un serviciu de 16 ore fără supraveghere în scopul de a realiza o uşurare a operaţiilor şi o creştere a rentabilităţii. În special au trebuit adaptate acestei tendinţe grupurile diesel-electrice ca părţi componente ale unui sistem de maşini.

Luînd în considerare această tendinţă şi folosind experienţa a multor ani, s-a conceput un plan de dezvoltare a motorului tip NVD 36 pe baza următoarelor teme :

— funcţionare de 16 ore fără întreţinere prin reducerea lucrărilor scumpe de acţionare şi întreţinere ;

— îmbunătăţirea palierelor motorului ;

— utilizarea rezervelor constructive pentru creşterea puterii ;

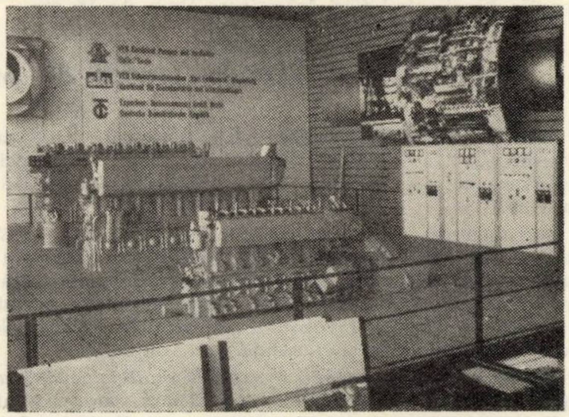


Fig. 2

— îmbunătăţirea caracteristicilor de uzură ale pieselor principale.

La revizuirea motorului NVD 36, structura sa de bază a fost menţionată. Traverse robuste leagă placa de fundaţie cu blocul cilindrilor pentru a forma o structură rezistentă la răsucire.

Structura din jurul palierelor arborelui cotit a fost întărită. În locul pistonului folosit pînă atunci s-a introdus un nou piston din aliaj uşor cu o formă interioară adaptată la fluxul termic (fig. 3). Profilul exterior este oval şi a fost optimizat prin încercarea a numeroase variante. În chiulase s-au introdus scaune de supape interschimbabile, confecţionate din materiale înalt rezistente la uzură. Debitul pompei de ulei a fost crescut în scopul de a îndeplini cerinţele ungerii supapelor. Motoarele pentru grupuri electrogene sînt armate cu regulatoare Woodward UG8. Un sistem automat de protecţie la supraturare este cuplat cu pompa de injecţie pe care o scoate din funcţiune atunci cînd se depăşeşte turaţia maximă admisibilă.

Comanda prin culbutori a supapelor (fig. 4) este complet închisă prin capace. Injectorul rămîne în afara acestor capace.

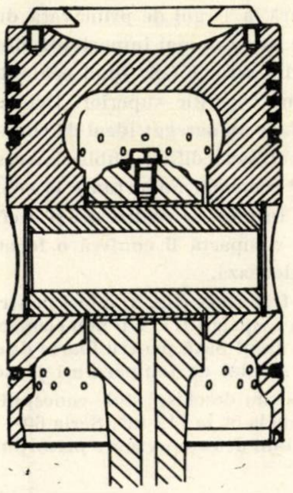


Fig. 3

Uleiul este adus la punctele de ungere ale angrenajelor de comandă a distribuţiei printr-un sistem de conducte de la circuitul de lubrificare.

Dacă se scoate capacul de protecţie, se întrerupe automat aducţiunea de ulei. În acest mod sistemul convenţional manual folosit de racordare a celor două părţi alunecătoare (coada supapei şi ghidul supapei) care era afectat de influenţe subiective (ca de pildă calificarea personalului de întreţinere) a fost înlocuit printr-un sistem de ungere sub presiune continuu. Acest lucru face ca mecanismul distribuţiei practic să nu pretindă întreţinerea, ceea ce, printre altele, oferă garanţie funcţionînd fără întreţinere timp de 16 ore.

Principalele date tehnice ale noului tip de motor VD 36/24 A-1 sînt :

Numărul de cilindri	6	8
Alezajul în mm	240	240
Cursa în mm	360	360
Puterea continuă în CP	450(485)	600(650)
Turaţia nominală, în rot/min	500	500

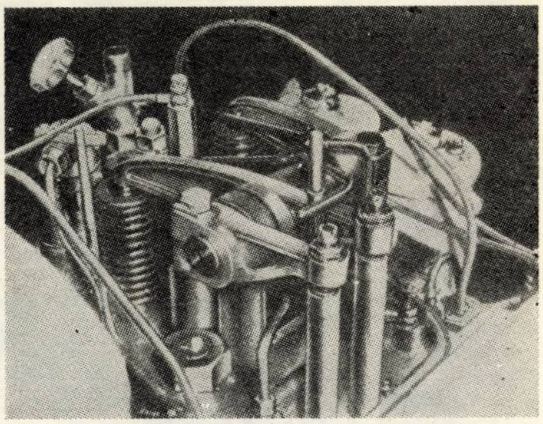


Fig. 4

Noul motor are un consum specific de combustibil redus pe o relativ întinsă gamă de sarcini, în special dacă se foloseşte sistemul central de răcire.

Motorul funcţionează practic fără fum pe întreg intervalul de sarcini.

Ca toate motoarele cu supraalimentare medie, noul motor nu are prevăzută răcirea pistoanelor. Temperaturile sînt bine controlate prin uleiurile specificate.

Alte măsuri au fost luate pentru reducerea duratei de schimbare a uleiului, de curăţire a filtrului de ulei şi pentru inspectarea pistonului. Motorul VD 36/24 A-1 este potrivit şi pentru funcţionarea cu combustibili diesel marini.

Tendinţa de formare, în acest caz, a depozitelor de carbon prin ardere este combătută prin folosirea unor uleiuri speciale, adaptate acestor combustibili, precum şi prin folosirea răcirii injectoarelor.

A.C.

ORSTA la Tîrgul de primăvară de la Leipzig — 1971

Dintre întreprinderile care s-au remarcat prin înalta performanţă tehnică a produselor prezentate la Tîrgul de primăvară din acest an se numără şi întreprinderea ORSTA din R.D.G.

Sortimentele produse de Combinatul Hydraulik ORSTA şi-au dovedit superioritatea prin valorificarea acestora în multe ramuri industriale, prezentînd o mare siguranţă în funcţionare. Evidenţiindu-se prin precizie şi putere, aparatele şi agregatele ORSTA Hydraulik rezolvă cele mai complexe probleme de acţionare şi comandă.

Instalaţia de telecomandă a supapei limitatoare de curent (fig. 1) conţine un motor de curent continuu, care, prin intermediul unui angrenaj, este legat de supapa limitatorului de curent. Indicarea poziţiei pistonului de comandă este preluată de către un potenţiometru de precizie. O inovaţie introdusă constă în montarea dispozitivului de telecomandă în locul dispozitivului de comandă manuală.

Deservirea instalaţiei de telecomandă se realizează prin intermediul unui amplificator electronic, iar reglarea valorii cerute printr-un potenţiometru care acumulează valorile cerute. Pentru reglarea de la distanţă cu ajutorul unui racord special ,,Tipp'', este suficientă o sursă de curent continuu de 6—10 V.

Amplificatorul electronic este montat în instalaţia de telecomandă ca unitate compactă a sistemului. Racordul se realizează prin mijlocirea unei stinghii-cuţit cu 26, respectiv 31 de poli.

Dispozitivul de acumulare a valorilor cerute se compune dintr-un potenţiometru cu conductă de măsurat, care acţionează prin intermediul unui releu cu gaz protector şi al unor butoane de comandă pentru deservirea manuală. Cu ajutorul a două rezistenţe constante, montate împreună cu releul de gaz protector pe o placă comună de conductoare, se stabilesc valorile iniţiale şi cele finale.

O scară liniară de pe placa frontală a dispozitivului de acumulare a valorilor cuprinse între 0 şi 100%, permite un reglaj corespunzător al curentului de ulei dorit.

Un alt element deosebit de important constă în posibilitatea de a se combina în mod nelimitat dispozitive de acumulare a valorilor cerute într-o singură unitate de acumulare. Comutarea releurilor alimentate de la o sursă constantă de curent se face printr-o matrice de rezistenţă.

Menţionînd posibilităţile de aplicaţie a dispozitivului trebuie subliniat că prin supapele de delimitare a curentului în combinaţie cu dispozitive de telecomandă, cu amplificatoare şi cu dispozitive de acumulare a valorilor cerute, se pot regla curenţi de ulei şi, în consecinţă, viteze de avans, respectiv turaţii după programe cerute.

În cazurile cînd sînt necesare reglaje de la distanţă în puncte greu accesibile pentru obţinerea curentului de ulei indicat, este suficient numai un racord special ,,Tipp''. Aici, în locul amplificatorului, este suficientă o simplă sursă de curent continuu pentru deservirea dispozitivului de telecomandă. La potenţiometrul valorii reale al dispozitivului de telecomandă se poate racorda, în acest caz, un dispozitiv de măsură, care să indice poziţia.

Dintre principalele caracteristici tehnice ale instalaţiei se remarcă : durata reglajului la o echipare de 100% şi o viteză maximă $\leqslant$ 400 ms ; sensibilitatea la reacţionare $<$ 1%, reproductibilitatea valorii reglate $< 1\%$; frecvenţa anclanşărilor — maximum 60 min^{-1}; tensiunea de intrare a amplificatorului este de 220 V ± 10%, iar curentul de 80 mA.

Curentul de comandă al dispozitivului de acumulare este de 24 mA, iar tensiunea de comparaţie 24 V.

Instalaţiile pentru acţionările pneumo-hidraulice pot antrena forţe de acţionare de la 50—1 600 Kp. Aceasta face posibil ca pentru obţinerea unor mişcări de acţionare uniforme, acţionărilor pneumo-hidraulice să se utilizeze, cu rezultate deosebite, în domeniul maşinilor-unelte, al instalaţiilor de transport, al maşinilor de ambalat etc.

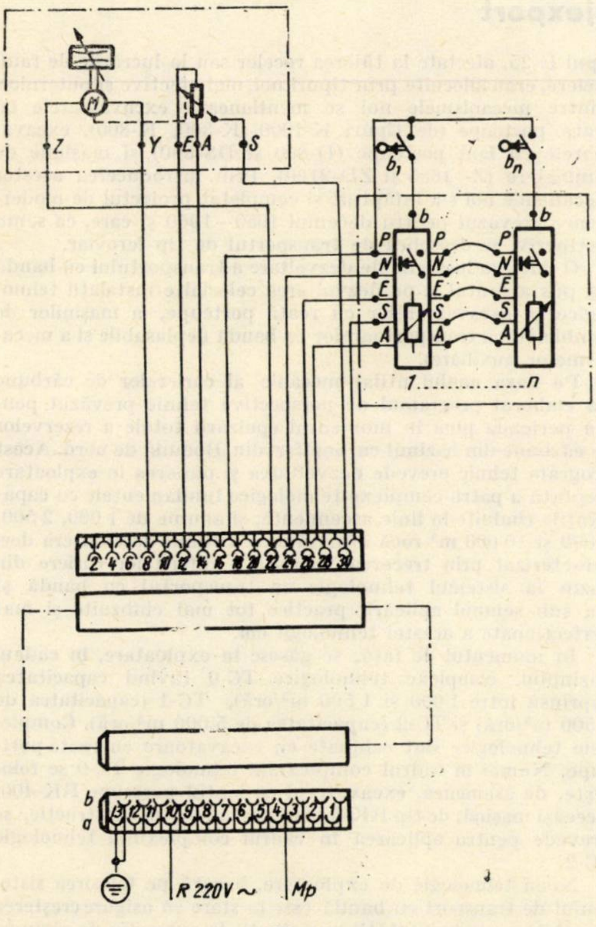


Fig. 1

Dintre însuşirile tehnice ale instalaţiei se remarcă : vitezele uniforme, reglajul continuu al vitezei de lucru, viteze accelerate mari, încălzirea neînsemnată a uleiului, spaţiu restrîns ; funcţionarea fără zgomot cînd se utilizează amortizoare ; unitatea de acţionare şi de frînare. Diametrul pistonului este de 40—63 mm, iar lungimea cursei, în mm, este de 63,100, 250, 400. Raportul de transformare 6,3 :1 ; volumul uleiului la valoarea nominală 40—80—500 cm^3, precum şi 63—200—1 250 cm^3.

Combinaţia cilindrilor de lucru pneumatici cu unităţile de frînare, viteze de lucru 0,006—2 m/min, viteze accelerate 20—40 m/min, forţe de acţionare 1 000 Kp şi respectiv 0,006—2 m/min, 6 m/min, 1 700 Kp.

În ce priveşte principiul de funcţionare, din figura 2 rezultă că la acţionarea pneumo-hidraulică separarea între partea hidraulică şi cea pneumatică se efectuează într-un cilindru de lucru şi un transmiţător de presiune U. În acest caz acţiunea se face pe baza principiului obturării intrării, lichidul trebuie să treacă spre cilindrul de lucru prin secţiunea reglabilă. Pentru reglarea secţiunii de trecere sînt utilizate o supapă de reţinere deblocabilă VR şi o supapă de închidere V Dr.

Viteza de accelerare se obţine prin aplicarea unui semnal de presiune la racordul 3 al supapei de reţinere VR corespunzătoare.

Cu ajutorul transmiţătorului de presiune U presiunea aerului, care intră, este transformată într-o presiune hidraulică mai mare, corespunzătoare raportului de suprafeţe existent în transmiţător. Această presiune hidraulică serveşte la producerea mişcării de acţionare. Spaţiul 2 al cilindrului de lucru M este în legătură permanentă cu aerul comprimat, care intră. Aceasta serveşte obţinerii unor viteze de acţionare uniforme prin faptul că pistonul este împins contra coloanei de lichid din spaţiul 1 al cilindrului de lucru. Contrapresiunea din spaţiul 2 al cilindrului de lucru poate dispărea doar atunci, cînd forţe exterioare, cum ar fi de exemplu greutatea proprie la instalaţii de ridicat, ar acţiona în permanenţă contra bielei. Acţionarea pentru reîntoarcerea bielei se produce cînd, datorită unui semnal pneumatic la racordul 5 al supapei de trecere VW, se produce comutarea, astfel încît partea pneumatică a transmiţătorului de presiune U este dezaerată. Consecinţa este scăderea presiunii hidraulice, datorită căreia presiunea aerului în spaţiul 2 sau, în cazul că aceasta nu există, forţa permanentă contra bielei este suficientă pentru a împinge lichidul din spaţiul 1 al cilindrului de lucru M, prin supapa de reţinere VR în transmiţătorul de presiune U.

Pompe axiale cu piston cu debit variabil TGL 10861 ND160. Caracteristica principală a acestor pompe este că pot alimenta diferitele instalaţii hidrostatice cu un debit cu reglaj continuu. Pentru realizarea acestei cerinţe foarte vaste, prin construcţia acestora s-a creat posibilitatea de a se combina grupe constructive unificate în mai multe categorii în aşazisele combinaţii de pompe.

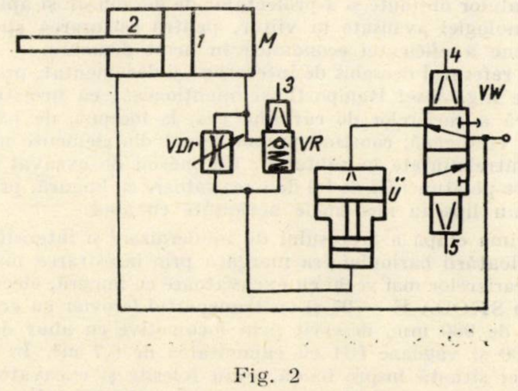


Fig. 2

1. Grupa constructivă „Elementul de bază”.

Mărimea nominală (cm^3/rotaţii)	Q (l/min)	p (Kp/cm^2)	n (min^{-1})
50	63	160	1450
80	100	160	1450
200	160	160	970
500	400	160	970
800	630	160	970

Pînă la valoarea nominală 80 aparatele se rotesc numai spre stînga, respectiv spre dreapta ; de la valoarea nominală 200 în sus, sînt inversibile.

Pînă la valoarea nominală 80 există trei mijloace de fixare ; din faţă în flanşă, la bază.

După mărimea nominală 200 se execută de preferinţă fixarea la bază. Fiecare sistem de fixare poate fi executat cu trei diferite axe de antrenare : profil cu dinţi ; profil cu pană ; capăt cilindric al axului cu lambă de ajustare.

Din cadrul pompelor cu roată dinţată ataşabilă, pompa secundară are rolul de a alimenta cu un curent de acţionare un reglaj hidraulic. Ea poate însă să alimenteze şi un circuit separat de presiune joasă, sau să lucreze ca pompă ajutătoare în sistemul închis.

Din grupa constructivă „Reglajul debitului” sînt posibile următoarele variante : reglaj manual, dispozitiv pentru reglajul presiunii, începutul schimbării cursului la 30 şi 50% a puterii nominale, reglaj hidrostatic; reglaj hidrostatic cu piston ulterior şi servosupapă.

Utilizarea aparatelor cu piston axial intervine, în special, la acţionarea hidrostatică în industria maşinilor agricole şi de construcţii, la construcţia uneltelor şi a instalaţiilor de transport, la construcţia instalaţiilor chimice şi la acţionarea cabestanelor şi a vinciurilor în construcţia navală.

Avantajele principiului pistoanelor axiale faţă de toate celelalte variante constructive sînt, în special, dimensiunile reduse, raport avantajos între greutate şi putere, randament optim, turaţie ridicată şi zgomot minim.

Ing. *M. Dumitriu*

SIMPOSION-Strojexport

La Tîrgu-Jiu a avut loc un însemnat simposion organizat de întreprinderea cehoslovacă de comerţ exterior STROJEXPORT, în cadrul căruia experţi şi tehnicieni cehoslovaci au prezentat referate de analiză privind mecanizarea în carierele de exploatare, a minereurilor în R.S. Cehoslovacă. Au fost date informaţii despre instalaţiile şi echipamentele fabricate în Cehoslovacia pentru exploatarea minereurilor la suprafaţă. La acest simposion au participat specialişti şi delegaţi din ţara noastră.

Într-un volum special apărut cu acest prilej au fost publicate referatele prezentate de : ing. Josef Romportl şeful secţiei de dezvoltare tehnică de pe lîngă Direcţia generală a bazinului de cărbune brun din nordul Boemiei, ing. Vlastimil Vildner, director adjunct pentru exploatare tehnică, Vladimir Balhar, de la Uzinele Constructoare de Maşini din Unicov, ing. Jindrich Urban, de la Întrepr. Transport — Chrudim, ing. Vlastilav Franck, de la „Klement Gotwald"-Vitkovice.

În materialele prezentate s-a făcut o amplă analiză asupra evoluţiei introducerii mecanizării şi tehnicii moderne în carierele de exploatare ale minereurilor din R.S. Cehoslovacă, a rezultatelor obţinute şi a proiectelor de dezvoltare şi aplicare a tehnologiei avansate în viitor, pentru asigurarea sporirii continue a eficienţei economice în acest domeniu.

În referatul deosebit de interesant şi documentat, prezentat de ing. Josef Romportl, se menţionează că înzestrarea tehnică a carierelor de cărbune era, la început, de natură foarte eterogenă, constînd preponderent din elemente mecanice întrebuinţate în subteran. Ca maşini de excavat erau folosite pe atunci fel de fel de excavatoare cu lingură, printre care nu lipseau nici unele acţionate cu abur.

Prima etapă a procesului de modernizare şi intensificare a exploatării bazinului era marcată prin înzestrarea majorităţii carierelor mai vechi cu excavatoare cu lingură, electrice, de tip SKODA E — 25 şi cu transportul feroviar cu ecartament de 900 mm, deservit prin locomotive cu abur de tip BS-200 şi vagoane BH cu capacitatea de 6,7 m³. În zona carierei situată înspre haldă, erau folosite şi excavatoarele cu lingură de tip E-25, iar pentru extracţia de cărbune, ori E-25, ori R_y-1. În acelaşi timp se făceau pregătirile pentru a doua etapă de modernizare şi reconstruire a echipamentului tehnologic din carierele de cărbune din Boemia de nord. A doua etapă de dezvoltare a bazinului avea drept ţintă construirea carierelor de cărbune de dimensiuni mari, asigurînd o producţie de peste 5 milioane tone de cărbune pe an. O dată cu acest proces de modernizare s-au intensificat, de asemenea, eforturile industriei mecanice producătoare de utilaj mecanic pentru cariere, orientate spre dezvoltarea şi fabricarea excavatoarelor noi cu roată portcupe şi cu lanţul portcupe, a locomotivelor electrice cu greutatea aderentă de 150 tone, a vagoanelor destinate transportului de steril, cu capacitatea de 40 m³, a vagoanelor pentru cărbune, cu capacitatea de 80 tone, cum şi a maşinilor de rambleiat de construcţie autohtonă. Cu aceste mijloace tehnice erau înzestrate, treptat, cariere nou construite în zona Komorany. Datorită introducerii mijloacelor tehnice avansate, capacitatea de exploatare globală a carierelor de cărbune existente în bazin a atins nivelul de 16—17 milioane tone pe an, în timp ce volumul sterilului evacuat din carieră se ridica la 38—42 milioane m³. În acelaşi timp, în scopul ridicării productivităţii muncii în cariere mici şi mijlocii, transportul feroviar cu tracţiunea cu abur şi ecartamentul 900 mm era înlocuit prin tracţiunea electrică. În acest scop s-au dezvoltat şi fabricat, în R.S.C., locomotive electrice de construcţie proprie, avînd greutate aderentă de cîte 64 tone şi vagoane pentru steril cu capacitatea de 25 m³. Mai multe excavatoare de tipul E-25, afectate la tăierea rocelor sau la lucrările de rambleiere, erau înlocuite prin tipuri noi, mai efective şi puternice. Dintre mecanismele noi se menţionează excavatoarele cu roată portcupe (de tipuri K-1000, K-300, K-800), excavatoarele cu lanţ portcupe (D-800 şi DS-800) şi maşinile de rambleiere (Z- 1650 şi ZD-2100). Prin introducerea acestor mecanisme noi s-a înfăptuit şi completat proiectul de modernizare prevăzut pentru deceniul 1950—1960 şi care, ca semn distinctiv, se deosebea de transportul de tip feroviar.

O dată cu lucrările de dezvoltare a transportului cu bandă s-a pus accentul şi pe dezvoltarea celorlalte instalaţii tehnologice (a excavatoarelor cu roată portcupe, a maşinilor de rambleiere, a transportoarelor cu bandă deplasabile şi a mecanismelor auxiliare).

Pe baza noului utilaj mecanic al carierelor de cărbune s-a elaborat programul de perspectivă tehnic prevăzut pentru perioada pînă în momentul epuizării totale a rezervelor de cărbune din bazinul carbonifer din Boemia de nord. Acest program tehnic prevede dezvoltarea şi punerea în exploatare treptată a patru complexe tehnologice fundamentale cu capacităţile rînduite în linie ascendentă, şi anume de 1 000, 2 500, 5 000 şi 10 000 m³ rocă afînată/oră. Ultinul deceniu era deci caracterizat prin trecerea treptată a diferitelor cariere din bazin la sistemul tehnologic cu transportul cu bandă şi sta sub semnul aplicării practice tot mai chibzuite şi mai perfecţionate a acestei tehnologii noi.

În momentul de faţă, se găsesc în exploatare, în cadrul bazinului, complexe tehnologice TC-0 (avînd capacitatea cuprinsă între 1 000 şi 1 500 m³/oră), TC-1 (capacitatea de 2 500 m³/oră) şi TC-2 (capacitatea de 5 000 m³/oră). Complexele tehnologice sînt echipate cu excavatoare cu roată portcupe. Numai în cadrul complexului tehnologic TC-0 se foloseşte, de asemenea, excavatorul cu lanţul portcupe RK-400. Aceeaşi maşină, de tip RK-5 000, aflată încă în construcţie, se prevede pentru aplicarea în cadrul complexului tehnologic TC-2.

Noua tehnologie de exploatare, bazată pe folosirea sistemului de transport cu bandă este în stare să asigure creşterea sensibilă a productivităţii muncii atît la extracţia de cărbune cît şi la dezvelire, fără ridicarea suplimentară a efectivelor de lucrători în cariere.

În tema prezentată de ing. Vlastimil Vildner se pune accentul pe analizarea complexelor tehnologice pentru extragerea utilului cu metode de exploatare la zi şi mijloace de comandă şi de automatizare a funcţionării lor.

Se menţionează că, dată fiind creşterea neîncetată a producţiei totale de cărbune brun, care trebuie să fie extras cu parametri economici tot mai avantajoşi, este necesară atît concentrarea activităţilor miniere în exploatări de mare amploare, cît şi acordarea unei atenţii cît mai mari proiectării mecanismelor tehnologice cu capacitate sporită.

La baza fiecărei modificări a parametrilor tehnici ai utilajului mecanic al carierelor de cărbune trebuie să stea cercetarea preliminară amănunţită a tuturor procedeelor elementare ale noii tehnologii propuse, cu studierea temeinică a situaţiei geologice a zăcămîntului respectiv în scopul obţinerii unor parametri de exploatare optimi.

Dintre perfecţionările introduse, se subliniază transportoarele cu bandă, care au fost înzestrate cu următoarele elemente de automatizare: aparatura de telecomandă a benzii, aparatura de control centralizat (una pe complex tehnologic), instalaţia de demarare automată a liniei de transport cu bandă şi altele. În ce priveşte demararea benzii, ea poate fi ori automată, ori individuală. În interesul securităţii muncii, transportoarele sînt, pentru cazul unei demarări neprogramate a benzii, prevăzute cu un dispozitiv de funcţionare sau de deblocare special.

Complexul tehnologic TC-3 care în prezent a trecut cu rezultate remarcabile prin faza de cercetări şi de studiu şi se pregăteşte să intre în faza proiectului preliminar, reprezintă un complex de maşini menite să servească la exploatarea unei suprafeţe preponderente cu stratul productiv aflat la adîncimi mari. Dintre mecanismele diferite antrenate în complexul tehnologic TC-3 figurează excavatorul cu roata portcupe cu o capacitate de 10 000 m^3 rocă afînată pe oră. Elaborarea proiectului de construcţie a acestui colos a fost încredinţată întreprinderilor metalurgice VZKG din Ostrava. Noul excavator va dispune de braţul roţii portcupe telescopic. Se studiază posibilitatea înzestrării excavatorului cu o roată portcupe fără camere, avînd capacitatea cupelor de cîte aproape 2 000 litri şi cuprinzînd tăişuri intermediare, repartizate între cupe în scopul reducerii mărimii bucăţilor de rocă excavată. Ca element de propulsie va fi folosit agregatul de acţionare a roţii analog celui întrebuinţat la excavatorul de tip KU-800.

În cursul dezvoltării şi al construirii mecanismelor destinate pentru complexe tehnologice TC-2 şi TC-3 a fost necesar să se ţină seamă de cerinţele tehnice cele mai severe, cărora trebuiau să le corespundă maşinile noi. Printre acestea figura, în primul loc, cerinţa obţinerii unor forţe de tăiere ridicate, care ar fi în măsură să învingă valorile rezistenţei la tăiere a rocilor de ordinul a 100 pînă la 120 Kp/cm de lungime a muchiei tăietoare a tăişului cupei; în al doilea rînd, era necesar să se asigure respectarea dinamicii prestabilite a procesului de exploatare.

Prin introducerea automatizării s-a obţinut, printre altele, reducerea frecvenţei defectelor ce au loc la instalaţiile mecanice, reducerea duratei timpilor morţi, valorificarea timpului de lucru al complexului întreg, iar valorificarea optimă şi uniformă a capacităţii mecanismului respectiv contribuie la ridicarea capacităţii medii a maşinii. Aceşti factori au contribuit la scăderea cheltuielilor de producţie.

În concluzie se arată că complexele tehnologice noi de tipurile TC-2 şi TC-3, înzestrate cu aparaturile de automatizare corespunzătoare şi care folosesc la maximum mijloacele de mecanizare auxiliare şi accesoriile au capacitatea de a permite exploatarea rentabilă la zi a cîmpurilor miniere vechi, exploatate altădată cu metode de lucru subterane.

În tema prezentată de Vladimir Balhar se arată, cu date şi cifre deosebit de concludente, însuşirile şi caracteristicile tehnice ale excavatoarelor cu roată portcupe.

Se menţionează că aceste excavatoare îndeplinesc o funcţie dublă, şi anume săparea şi încărcarea materialului exploatat, pe de o parte, şi transportul acestui material la staţiune de încărcare de transport la distanţă, pe de altă parte. Excavatoarele cu roată portcupe sînt construite, din acest motiv, în aşa fel ca, prin echiparea şi construcţia lor propriu-zisă, să satisfacă condiţiile geologice şi climatice în concordanţă cu cerinţele miniere. Particularităţile constau, mai ales, în următorii factori: rezistenţa de săpare specifică mare, şi anume pînă la 150 Kp/cm de lungime activă a muchiilor tăietoare; posibilitatea de trecere mică a excavatoarelor în cursul rulării pe orizonturile de lucru; acoperişul şi straturile de cărbune alterate prin activitatea tectonică şi cea minieră subterană; capacitatea de lipire considerabilă a pămînturilor şi tendinţa lor de a se transforma în blocuri. Astfel, rezistenţa de săpare mare a materialului excavat necesită o construcţie robustă a organelor de lucru, cu un dispozitiv de acţionare corespunzător. Această cerinţă a fost rezolvată cu succes la utilajul începînd cu tipul KU-300, unde valoarea forţei de săpare atinge deja 120 K/cm de lungime a muchiei tăietoare.

Reducerea rezistenţei de săpare s-a obţinut prin executarea îngrijită a muchiilor tăietoare ale cupelor, acordîndu-se o atenţie maximă acestor probleme. Cupele cu muchiile tăietoare goale, turnate împreună cu dinţii, s-au dovedit ca fiind cele mai corespunzătoare.

Dinţii şi muchiile tăietoare sînt sudate cu electrodul V59B, în prezent cunoscut sub o denumire nouă.

Dinţii uzaţi sînt tăiaţi şi înlocuiţi prin dinţi noi. Dinţii noi sînt turnaţi cu înclinaţia necesară pentru sudarea lor. Dinţii sînt îmbinaţi cu cupa respectivă prin sudare. Această soluţie a prelungit durata de serviciu a muchiilor tăietoare în mod substanţial, mai ales a dinţilor, care nu mai sînt slăbiţi prin nici un element de fixare; rezistenţa lor este egală cu cea a bandajului.

Posibilitatea de trecere mică a excavatoarelor în cursul rulării pe orizonturile de lucru a necesitat echiparea excavatoarelor cu şasiu pe şenile cu un braţ cu roata portcupe extensibil (telescopic) şi construirea unui mecanism de rulare special, cu presiunea pe sol specifică potrivit redusă. Excavatoarele cu roată portcupe cu braţ extensibil satisfac bine condiţiile dificile de lucrări de dezvelire şi sînt întrebuinţate în Cehoslovacia aproape exclusiv. Ele sînt caracterizate printr-o serie de avantaje: cu ajutorul braţului cu roată portcupe extensibil pot fi formate taluzul frontal şi cel lateral fără să fie nevoie să se deplaseze tot utilajul.

La ultimele tipuri de excavatoare evoluate, KU-800 şi KU-300, este rezolvată cu succes cerinţa privitoare la posibilitatea încărcării materialului excavat deasupra şi sub nivelul căii de rulare a excavatorului şi obţinerea poziţiei paralele a braţului cu roată portcupe şi a celui de încărcare atît în timpul muncii, cît şi în timpul deplasării maşinii. Concepţia acestor tipuri de utilaj permite de a obţine înălţimea de săpare diferită şi reduce numărul deplasărilor instalaţiilor de transport pe bandă la distanţă.

Dintre caracteristicile tehnice ale diferitelor tipuri de excavatoare, menţionăm pe cele ale excavatorului cu roată portcupe K-300 B: diametrul roţii portcupe cu cupe 6 m; turaţia roţii portcupe 5,55 rot/min; numărul cupelor 10; capacitatea cupei 300 l; numărul cupelor descărcate într-un minut 55,5/40; viteza periferică a roţii portcupe 1,75 m/s — 1,2 m/s; randamentul teoretic 1 480 m^3/oră, 1 080 m^3/oră. Forţa tăietoare teoretică 32 Kp/cm — 50 Kp/cm; raza de acţiune a roţii portcupe în înălţime 17,2 m; raza de acţiune a roţii portcupe în adîncime-2 m; extensibilitatea braţului cu roată portcupe-6 m; viteza de rulare a excavatorului-4,7 m/min; presiunea pe sol-1,12 Kp/cm^2; motorul mecanismului de acţionare a roţii portcupe 115 kW.

Temele prezentate şi dezbaterile care au avut loc au suscitat un deosebit interes în rîndurile participanţilor, contribuind la cunoaşterea de către specialiştii din ţara noastră a preocupărilor şi acţiunilor ce se întreprind în R.S. Cehoslovacă pentru mecanizarea şi promovarea tehnicii moderne în exploatarea minereurilor, cum şi la împărtăşirea şi îmbogăţirea experienţei reciproce in acest domeniu, la lărgirea colaborării şi cooperării economice între ţările noastre.

Ing. *M. Dumitriu*

Geominco la Bucureşti

În luna aprilie a.c. Societatea de construcţii geologice şi miniere-GEOMINCO din Budapesta a prezentat, la Bucureşti, cu ocazia deschiderii Expoziţiei de maşini şi instalaţii folosite în exploatările miniere şi în prospecţiuni geologice, macheta unei excelente instalaţii aspiratoare, sub denumirea HYDROP HP-VIII.

Instalaţia se poate monta pe un corp plutitor şi funcţionează pe principiul hidropneumatic. Ea poate fi utilizată în mod avantajos pînă la 40 m adîncime pentru exploatarea subacvatică a materiilor prime minerale mai puţin dense (nisip, pietriş). Instalaţia se cuplează cu o bandă transportoare DEKOLIT care, în timpul transportului, deshidratează materia primă exploatată. Manipularea este foarte simplă, exploatarea instalaţiei necesitînd în total trei persoane.

Instalaţiile aparţin familiei de maşini fabricate de firma maghiară DOROGI SZENBANYAK din Budapesta.

E.S.

Expoziţia MOGURIT — R. P. Ungară

Întreprinderea maghiară pentru comerţul cu automobile „MOGURIT" din Budapesta — R.P. Ungară a prezentat, în luna aprilie la Bucureşti, o expoziţie privind utilaje şi aparate pentru întreţinerea automobilelor şi pentru dotarea garajelor.

Produsele noi prezentate au demonstrat dezvoltarea remarcabilă de utilaje pentru garaje din R.P. Ungară.

Printre exponate s-au remarcat instalaţiile pentru verificarea instalaţiilor electrice de la bordul mijloacelor auto în atelierele mai mici, cu care se pot efectua toate verificările electrice (motorul, dinamul, carburatorul); bancul de probă STAR-12 care a obţinut MEDALIA DE AUR la Leipzig, pentru dozarea combustibilului la motoarele diesel; Pneumatest-2, banc de probă pentru verificarea frînelor cu aer comprimat şi a pompelor pneumatice ale autovehiculelor; Hega-Co_2 — un aparat de sudură al cărui electrod este alimentat continuu prin capul de sudură şi nu lasă impurităţi în urma sudării. Acest aparat are proprietatea de a suda cu distanţă între piese.

Au fost prezentate, de asemenea, diferite aparate pentru controlul bujiilor; diferite dispozitive de ridicat tip crocodil, hidraulice, acţionate manual, cu o capacitate de ridicare între 0,75 şi 10 tone. Tot din această gamă face parte şi dispozitivul R-2 000 care are în plus proprietatea de a transporta elementele cele mai grele ale automobilelor. Piesele ridicate pot fi rotite la 160°, iar lucrătorul poate lucra comod a oricare parte a piesei. Dispozitivul pentru scoaterea motoarelor şi dispozitivul cu coloane pentru ridicarea automobilului, CE-2, au atras în mod deosebit atenţia vizitatorilor.

Au mai reţinut atenţia specialiştilor osciloscopul ELKON-S-100 — pentru verificarea aprinderii motoarelor, a conţinutului de gaze nocive eliminate; dispozitivul BA-40 — pentru echilibrarea roţilor; HEGAS-S-300 — o mică combină pentru sudare; încărcătorul de acumulatoare tip Balaton; HEGA-0 — un aparat pentru încărcarea dispozitivului de demaraj la navele mari cu reacţie; dispozitivul pentru reglarea reflectoarelor; dispozitivul TKG-01 — pentru montarea anvelopelor la autocamioane; dispozitive pentru evacuarea uleiului şi pentru alimentarea cu ulei; dispozitive pentru gresaj; bancul de montaj pentru arcurile de suspensie de mare tonaj.

De asemenea au fost prezentate diferite dispozitive pentru întreţinerea pieselor ca: HIDREY-100; aspiratorul de praf pentru curăţarea tapiseriei din autovehicule; şi dispozitivul de stors pieile de spălat maşinile.

E.S.

Revista revistelor

Stanki i instrument

nr. 12/1970

* * * Economia de rezerve de muncă şi materiale.

Breev, B. T., Ghelfeld, D. M. şi *Uhorskii, S. G.*: Studiul diferitelor tipuri de păpuşi de ghidare pentru maşina de rectificat cilindric.

Danilova, E. G., Pişciurnikov, V. A. şi *Reznik, G. M.* — Semiautomatele orizontale pentru alezarea de finisare model 2705 B şi 2711 B.

Bromberg, B. M., Goldraih, G. M. şi *Karlov, V. K.* — Deformaţiile termice ale maşinii de alezare de finisare.

Cijik, A. I., Savcenko, V. K. şi *Lagunovskii, V. V.* — Amortizarea de vibraţii pentru maşini verticale de broşat.

Leikal, L. M. — Forţa axială în transmisia maşinilor de rectificat fără centre.

Korobocikin, B. L. şi *Kozlovskii, H. A.* — Sporirea amortizării în transmisiile hidraulice ale maşinilor de broşat.

Iurin, V. N. — Influenţa deformaţiilor termice asupra preciziei funcţionării maşinilor agregate de copiere.

Taghiev, E. A. şi *Kebirli, R. A.* — Transportarea semifabricatelor la liniile automate cu flux multiplu.

Alenkin, G. I. — Dispozitiv pentru comanda automată a maşinilor de electroeroziune.

Proskuriakov, Iu. G. şi *Voliaev, F. F.* — Influenţa regimului de prelucrare asupra calităţii suprafeţei la dornuirea orificiilor cu strîngere mare.

Andriaşin, V. A. şi *Cepo, P. A.* — Rodarea pieselor de mică rigiditate.

Litvin. F. L. şi *Rubţov, V. N.* — Calculul sculelor pentru prelucrarea transmisiilor conice semirodate de multiplicatoare.

Riabinsk, A. G. şi *Zvonţov, I. F.* — Honuirea electrică cu diamant a cilindrilor nitruraţi, cu pereţi subţiri.

Miţkevici, V. L. şi *Zotova, L. K.* — Tensiunile remanente la rectificarea cu diamant a oţelului 30HGSNA.

Nikulkin, B. I., Muţianko, V. I. şi *Tuzov, L. V.* — Influenţa neuniformităţii pietrei de diamant asupra procesului de rectificare.

Cistiakov, M. V., Iakimov, A. V. şi *Morozov, A. G.* — Rectificarea golurilor segmenţilor fierăstraielor circulare cu discuri cu suprafaţă discontinuă.

Mlodik, M. B. — Utilaj tehnologic pentru prelucrarea orificiilor mici.

Semehin, M. I. — Determinarea rigidităţii dispozitivelor pentru strunguri.

Margulis, D. K. şi *Tkacenko, S. D.* — Calculul unghiurilor de detalonare ale broşelor evolventice cu profil circular.

Cernii, A. P. — Tarozi cu fixare mecanică a plăcuţelor de aliaj dur.

Şehter, Iu. N. ş.a. — Noi materiale de protecţie.

Gurgol, V. I. — Honuirea cu diamant a suprafeţelor discontinue.

Svidinskii, A. S. şi *Anţiferov, V. A.* — Cuţit pentru maşina de rectificat fără centre, armat cu aliaj dur.

Gubanov, V. M. — Formarea canalelor pentru îndepărtarea şpanului la burghiele pentru găurire adîncă.

* * * Noi maşini-unelte.

G.Z.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 10/1970

Grigoriev, M. A. ş.a.: Micşorarea uzurii motorului de automobil prin îmbunătăţirea protejării împotriva prafului.

Lataria, B. E.: Alegerea raportului de transmitere al transmisiei principale a camioanelor şi autotrenurilor care lucrează la altitudine.

Dobrin, A. S.: Vitezele limită de deplasare a automobilelor în viraje.

Bagrov, G. M.: Alegerea unghiurilor de înclinare a montanţilor caroseriei autoturismelor.

Vitaşevskii, E. P. ş.a.: Asupra stabilităţii pneurilor cu cord de cauciuc cu secţiune dublă.

Aksenov, A. I., Andreev, A. S. şi *Kasotkin, I. I.*: Aplicarea metodei probei cinematografice în studiul deplasării autotrenurilor cu mai multe axe.

Refoat, S. G. şi *Iurcevskii, A. A.*: Influenţa climatului cald asupra procesului de frînare a automobilului.

Kolţov, V. I., Pirkovskii, Iu. V. şi *Koviţkii, V. I.*: Model de arc turnat.

Atoian, K. M. ş.a.: Cercetarea vibraţiilor şi nivelului zgomotelor la autobuze.

Kuprianov, P. A. ş.a.: Inel de etanşare cu secţiune ovală pentru transmisie hidromecanică.

Kulik, B. F.: Raportul optim de transmitere pentru comanda rotirii semiremorcilor cu lungime mare de bază.

Proscurin, A. N.: Dispozitiv de cuplare — acţionare cu caracteristică slabă a elementului elastic.

Gorbacev, I. A. şi *Telis, M. Ia.*: Arbore de distribuţie turnat din fontă cu structură diferenţiată pentru motorul automobilului Moskna — 412.

Assonov, A. D. şi *Popova, A. I.*: Cercetarea oţelului afînat 25HGM.

Agasarian, R. R. şi *Mkrtian, G. A.*: O schemă naţională pentru rectificarea fină a tijei supapei cu bandă abrazivă.

Siniţîn, V. I. : Gradul şi viteza de deformare la laminarea circulară rapidă prin decolare.

Paroi, A. A. : Calculul parametrilor de frînare ai transmisiei pneumatice.

Mekler, I. K., Lazareva, L. L. şi *Sokolskii, V. I.* : Aplicarea metalurgiei pulberilor în producţia agregatelor automobilului.

Kostrov, A. V. : Particularităţile constructive ale motoarelor autoturismelor japoneze.

Petrov, A. V. : Transmisii hidromecanice ale camioanelor fabricate în străinătate.

Buranova, E. E. şi *Karlov, Iu. N.* : Cercetarea ştiinţifică în industria de automobile din Franţa.

Cebotaev, A. A. şi *Korenkov, V. N.* : Mijloace specializate de transport din R.F.G. pentru încărcăturile pulverulente.

G.Z.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 11/1970

Beliak, K. I. : Consfătuirea tehnico-ştiinţifică pe ramură.

Şipilevskii, G. B. : Creşterea calităţii conducerii automate a tractorului cu şenile pe arătură.

Pospelov, D. R., Efros, V. V. şi *Budunov, M. B.* : Influenţa variaţiei raportului S/D asupra mărimii sarcinilor dinamice ale organelor motorului.

Pojarov, M. A. : Determinarea experimentală a deformaţiilor şi eforturilor unitare în organele injectorului FD 22.

Kislov, V. G., Koşman, E. I. şi *Dolganov, K. E.* : Pompă de injecţie rotativă.

Kercer, B. M. şi *Podşcekoldin, M. I.* : Studiul jocului dintre piston şi cămaşa cilindrului.

Bannik, A. P. : Caracteristica potenţială de tracţiune a tractorului.

Tarovoi, V. G. : Despre indicii dinamici ai agregatului cu tractor cu roţi.

Haimin, Iu. F. : Dispozitiv pentru măsurarea automată a consumului de combustibil şi a turaţiei motorului.

Galaktionov, D. S., Golubcik, S. F. şi *Cerniavskii, I. Ş.* : Studiul elementelor rotorului portant al tractorului T—25.

Privezenţev, V. I., Beghidjanova, A. P. şi *Kreindlin, L. M.* : Creşterea durabilităţii îmbinărilor conductelor de mase plastice elastice.

Doganovskii, M. G. şi *Ciurikov, P. A.* : Calculul împrăştietoarelor pneumatice de îngrăşăminte calcaroase pulverulente.

Hailis, G. A. : Despre unele caracteristici ale comprimării maselor de tulpine.

Loika, A. M. şi *Makarov, O. V.* : Calculul şi alegerea parametrilor dispozitivelor de fărîmiţare radial-circulare cu cuţit rectiliniu.

Piankov, A. I. : Despre rezistenţa la încovoiere a plantelor la rădăcină.

Klenin, N. I., Lomakin, S. G. şi *Egorov, V. G.* : Asupra problemelor dispozitivului de treierat cu tobă de diametru mare.

Filippov, A. I., Juk, Ia. M. şi *Jalnin, E. V.* : Unele tendinţe de dezvoltare a construcţiei hederelor şi secerătoarelor cu valţ.

Borisov, A. M. : O metodă de determinare a schemelor raţionale pentru încărcătoare agricole.

Pronin, B. A., Kulakov, N. D. şi *Şmelev, A. N.* : Utilizarea standului cu contur închis pentru încercarea curelelor trapezoidale.

Voltneţ, V. D. şi *Konovalov, M. P.* : Maşină pentru recoltarea paniculului de soig şi de iarbă de Sudan.

Miziukov, V. V. : Marcatoare automate cu autocentrare pentru 3—4 agregate de semănat.

Bernştein, M. L. ş.a. : Rezultatele încercărilor segmenţilor pentru maşini de secerat, ecruisaţi prin tratament termomecanic.

Tkacevskii, V. G. ş.a. : Controlul calităţii tratamentului termic al sculelor prin metoda nedistructivă.

Proskuriakov, Iu. G. şi *Saiko, I. B.* : Prelucrarea orificiilor lagărelor metaloceramice prin dornuire.

Borisov, S. G. şi *Cihaidze, N. B.* : Cuplaje pentru tractoarele ,,Same''.

Zavialov, K. T. : În consiliul tehnico-ştiinţific al ministerului (cronică).

Seleznev, N. V. : Standarde noi.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 9/1970

Dadeko, A. G. şi *Baveskii, M. G.* — Un nou tip de vas de mic tonaj pentru transportul lemnelor.

Heisin, D. E. — Vibraţia de ansamblu a corpului navei la navigarea în condiţii de îngheţ.

Fadeev, O. V. — Încărcarea limită pentru bordajul navelor în condiţii de îngheţ.

Minoviţkii, V. L. — O metodă de rezemare a navelor în timpul operaţiilor la carenă.

Habikanova, M. V. şi *Sevastianov, N. B.* — Influenţa particularităţilor constructive ale navelor pescăreşti asupra stabilităţii.

Goldman, A. Ia. şi *Şcinkin, N. V.* — Cîmpul de tensiuni şi deformaţii ale componentelor sticlei armate cu material plastic.

Sokolov, V. P. — Tendinţe de dezvoltare a flotei maritime pescăreşti.

Şubin, P. V. — Standardizarea şi tipizarea instalaţiilor navale şi a mecanismelor de punte.

Mosolova, D. I. şi *Urih, V. B.* — Noi modificări ale motoarelor diesel navale C 15/18 şi C 15/15.

Diacenko, B. S. ş.a. — Perspectivele utilizării fracţiunilor de freon în instalaţiile de turbine cu gaze ale navelor.

Romanov, V. A. şi *Dmitriev, G. I.* — Acoperiri protectoare de ftoroplast pentru cazanele navale.

Bedin, V. V. şi *Melnik, G. V.* — Reglajul de decalare a frecvenţelor de vibraţie ale grupurilor diesel-generator.

Glazov, M. N. — O nouă metodă de conservare a sistemelor electrohidraulice de urmărire şi a regulatoarelor.

Avik, Iu. N. şi *Serjantov, V. V.* — Instalaţie electrică de elice cu amplificatori de mare putere.

Zaharov, O. G. — Schema semnalizării luminoase centralizate cu semnale sonore.

Alferov, V. I. şi *Maţkevici, V. D.* — Cerinţe privind precizia de îmbinare a secţiunilor la montajul corpului de navă.

Uzilevskaia, H. S. şi *Tonkonogov, L. B.* — Scurtarea ciclului de tratament termic după sudarea electrică sub zgură.

Korceaghin, B. N. — Utilizarea redresorului VKSM — 1 000 în sistemele ramificate de alimentare.

Arsenov, G. P. — Despre dinamica erorilor sistemelor de reglare automată a procesului de sudare cu arc electric.

Blioh, M. I. — Creatorii dispozitivelor de navigaţie.

Azarov, P. K — Bătălia navală de la Tendra.

* * * — Conferinţa tehnico-ştiinţifică privind creşterea durabilităţii navelor.

Akimov, P. P. — Cartea instalaţiilor energetice navale.

Jukov, R. F. — Cucerirea adîncimilor.

* * * Conferinţa jubileului leninist.

* * * Farul Setnavolokskii.

nr. 10/1970

Larkin, Iu. M. — Stadiul actual şi tendinţele de dezvoltare în construcţia navelor de pasageri.

Akulaev, V. S. şi *Dorofeiuk, S. K.* — Determinarea rezultantei presiunilor pulsatoare la funcţionarea elicei.

Kreiciman, K. G. — Determinarea experimentală a stabilităţii macaralelor plutitoare şi a navelor-macara.

* * * Construcţia de nave în străinătate.

Miţevici, A. T. — Determinarea grosimii optime a izolaţiei calelor refrigeratoare.

Elistratov, F. M. ş.a. — Despre perspectivele utilizării pe nave a instalaţiilor motor diesel-reductor de turaţie medie.

Fomin, Iu. Ia. şi *Polovinka, E. M.* — Cercetarea funcţionării motorului diesel 6 DR 30/50 cu păcură.

Zemlianker, I. Ia. — Calculul dispozitivelor tangenţiale cu palete de dirijare a aerului.

* * * Însemnul calității — agregatul principal de turbină cu pinioane TS-2.

Novopașennîi, V. N. și *Simuni, L. K.* — Dinamica agregatului de turbină cu pinioane cu arbore-generator.

Makarov, R. I., Furman, M. F. și *Iacnov, I. G.* — Regulator de temperatură a aerului pentru sistemele navale de condiționare.

Batiaev, A. A. și *Bulatov, V. I.* — Modernizarea sistemelor de comandă prin transmisie electrică a troliurilor de dragă.

Sipilin, P. M. — Mecanizarea și automatizarea proceselor tehnologice în atelierele de prelucrare a corpului navei.

Leizerman, V. Iu. și *Kabanov, A. I.* — Lansarea laterală a navelor cu cală echilibrată cu autorăsucire.

Podsușnîi, A M. și *Frolov, E. E.* — Înlăturarea fenomenului de pitting la reductoare și a vibrațiilor turbinelor de joasă presiune.

Andreev, G. Ia., Loktionov, N. M și *Șteinberg, A. A.* — Instalație pentru deplasarea prin inducție termică a pieselor de tip semicuplă.

Recister, V. D. — Defecțiunile cuzineților lagărelor de alunecare.

Kokurin, Iu. A. și *Sadovskii, B. V.* — Nave de incendiu cu aripi submarine.

Varloșkin, R. A. și *Kurkov, A. A.* — Montant mecanic cu doi arbori.

Pavliucenko, V. F. Prima ofensivă peste granițe a marinarilor Mării Negre.

Simkevici, L. A. — Creatorii tacticii flotei cu abur.

Mihalev, V. M. — Începuturile navelor cu abur pe Volga.

Juralev, A. L. — Prima realizare a constructorilor de nave din Nikolaev.

Judovin, B. S. — Istoria construcției de nave ca un proces logic al dezvoltării tehnicii.

* * * Consfătuirea despre pregătirea cadrelor.

* * * Conferința despre condiționarea aerului și refrigerarea navelor.

* * * Date și recomandări în organizațiile tehnico-științifice.

* * * Rezultatul concursului tehnico-științific din 1969.

Dvinov, S. A. O lucrare privind probleme actuale.

Vasiliev, A. M. și *Melnikov, R. M.* — Deficiențele celei de a doua ediții a lucrării „Pe Orel în Zusima".

Basis, L. V. — Farul Kronoțkii.

nr. 11/1970

Beliak, Iu. L. — Tendințele de dezvoltare a flotei pentru navigația mixtă (riverană și marină).

Galahov, I. N. și *Gandel, F. G.* — Cercetarea rezistenței și calităților navale ale vaselor de navigație mixtă.

Mamontov, Iu. N. — Particularitățile normării stabilității navelor de navigație mixtă.

Pospelov, V. I. — Utilizarea mașinilor electronice de calcul pentru optimizarea elementelor vaselor comerciale de navigație riverană.

Ermoșkin, N. Ia. și *Soifer, S. L.* — Un nou doc plutitor la Ilicevsk.

Narusbaev, A. A. — Perspectivele creării navelor submarine de transport.

Ivanov, P. V. — Sarcinile dinamice ale instalațiilor de cargou la funcționarea pe mări deschise.

Orlov, V. I., Osadin, V. A. și *Danilov, I. Ia.* — Motoarele diesel navale 6 CRN 36/45.

* * * Date asupra componenței flotei marine sovietice.

Iurkevici, B. I. — Metode de evaluare a eficienței economice a automatizării navelor marine.

Broido, N. F. — Problemele economice ale proiectării sistemelor navale de automatizare.

Semenenko, A. I. — Determinarea raportului optim dintre posibilități și cost la sistemele de blocuri schimbabile unificate.

* * * Problemele eficienței economice ale automatizării navelor.

* * * Analiza problemelor sistemelor tehnice.

Ostrovskii, M. L. — Regimurile stabilizate de funcționare ale surselor de energie electrică ale navelor.

Senilov, G. N. și *Iaroșenko, M. P.* — Ferestre de semnalizare prin impuls pentru nave cu aripi submarine.

Andrianov, Iu. A. — Indicator de fază pentru pilotine.

Makarikov, V. I. și *Paller, A. M.* — Mecanizarea fabricației componentelor cu gabarite mari.

Juravel, A. L. — Prima navă a revoluției.

Efimova, G. A. — Experiența muncii la uzina din Ijora.

* * * Ziua construcției de nave la expoziția industrială jugoslavă de la Moscova.

Krinițkii, I. I. — Manual pentru electro-automatizarea navelor.

* * * Două sute de ani în serviciul navigației maritime.

nr. 12/1970

* * * Rezultate ale construcției navale sovietice la expoziția realizărilor economiei naționale a URSS.

Sorocinskii, A. G. ș.a. — Doc plutitor combinat.

Mișutin, V. A., Fedin, E. I. și *Iakovleva, K. V.* — Influența regimurilor de spălare cu abur asupra rezistenței mecanice și la îngheț a betonului pentru construcția navală.

Ribalko, V. A., Vișeslavskii, V. N. și *Sorokin, B. I.* — Utilizarea instalației de lansare și ridicare a navelor de prospectare.

Zelikson, I. L. și *Sverdlov, N. L.* — Norme unificate de proiectare a arborilor de transmisie pentru nave.

Preobrajenskii, V. G. și *Șmakov, V. M.* — Instalația energetică a stației electrice plutitoare, „Aurora boreală".

Biriuk, V. S. — Stingerea scînteielor în tancuri.

Ioffe, L. K. — Despre sistemul de abordare în proiectarea automatizării de navă.

Reșetov, V. I., Tarhanov, A. A. și *Tolșin, V. I.* — Cercetarea stabilității funcționării în paralel a agregatelor motor diesel-generator.

Piriev, V. L. și *Bogatirev, V. V.* — Automatizarea instalației de compresor a stației electrice plutitoare „Aurora boreală".

Borisov, A. L. — Sistemul electroenergetic naval unificat de curent alternativ.

Bondarev, V. I. și *Daihes, M. A.* — Controlul optic al liniarității bazelor de montaj la motoarele diesel de gabarite mari.

Volcov, R. V. ș.a. — Influența deformațiilor corpului navei asupra poziției motorului principal la instalarea acestuia în cală.

Ivanov, E. A., Lebedev, V. S. și *Grigoriev, E. N.* — Utilizarea sistemului de comandă program în mecanizările magaziilor și secțiilor de fabricație a cablurilor.

Gureev, V. I. — Căile de dezvoltare socialistă a colectivului amiralității.

Borodziula, O. M. — Recompense ale colectivului amiralității la expoziția realizărilor economiei naționale a URSS.

* * * Conferința lectorilor din Kiev.

* * * Rezultatele concursului studenților universităților populare.

Loviaghin, M. A. — La originea construcției naționale de docuri.

* * * 60 de ani de apariție a revistei Sudostroenie.

Jukov, R. F. — Mijloace de comandă activă a navelor.

* * * Farul Tallin.

Maschinenmarkt

nr. 87/1970

Beninghoff, H. : Acoperirea cu straturi de material sintetic în stare de pulbere. Avantajele tehnice și economice a aplicării electrostatice a pulberii de material sintetic.

Esih, J. : Galvanoplastică. Influența grosimei stratului asupra însușirilor formelor galvanoplastice.

Van *Oeteren, K. A.* : Protecția contra coroziunei suprafeței la construcțiile din oțel.

— Metalizarea materialelor sintetice.

nr. 88/1970

Enneper, E. : Cînd utilizăm pompe cu fus filetat în instalații hidraulice.

Grossu, D. : Unităţi de prelucrat acţionate cu aer comprimat.
Gagel, K. : Diagnoză rapidă.
Aparatură hidraulică de încercare în exploatare.

nr. 89/1970

Dorn, L. : Caracteristici şi utilizări ale procedeelor moderne de sudură.
Von Reumont G. A. Care oţeluri cu microgranulaţie se pretează la sudură.
Leiseder, L. : Tehnica sudurii moderne evoluează. Conferinţa privind tehnica sudurii (Stuttgart 1970).

90/1970

Fackelmeryer A. : Un nou sistem de transport suspendat. ,,Power and Free''.
Mechtold F. : Transportul în curbă a materialelor sfărîmate (clincher, sinter etc.) fierbinţi.
Conrad S. : Componentele instalaţiilor de transport.
Sparenberg H. : Ştifturi, buloane (bolţuri) şi şplinturi.
Hoepke E. : Turbine de eşapament pentru motoarele diesel. Compromis între putere ridicată, greutate scăzută şi preţ redus.
Reuter R. : Motoare cu gaze comprimate în aer liber şi în interior.
Weis H. : Dispozitive de transport, obiect important de comerţ.

nr. 92/1970

Weise A. : Instalaţii de produs aburi industriali într-un ciclu închis.
Möller H. : Procedeu pentru legăturile canalelor de aer.
Brust. O. : Aerisirea optimă în halele industriale.
Hege H. R. : Reglajul condensatorilor răciţi cu aer.

nr. 93/1970

Hahn W. şi *Draut H. F.* : Maşini rotative de prelucrat.
Bühler W. şi *Herzog W.* : Maşini rotative NC.
Lueg H., Wolf W. şi *Backhaus K.* : Găuritul şi frezatul.
Walsch G. : Procedee prin aşchiere.
Wagner R. şi *Scheck H.* : Sisteme de finisare.
Knauer P. şi *Müller J.* : Centru de prelucrare.

nr. 94/1970

Stübner K. : Cuplaje de siguranţă cu lamele în concasor.
Brat W. : Contribuţie la problematica sintezei a angrenajelor.
Reinsch H. H. : Materiale sintetice pentru cuplajele motoarelor.
Elastomer şi poliamid ca material pentru elementele angrenajelor.

nr. 95/1970

Winter G. şi *Bachmann K.* Laminarea transversală şi forjarea fără bravură.
Barz E. şi *Dingel W.* : Influenţa tratamentului termic asupra formelor scobite (concave).
Schuster, M. : Oţeluri de înnobilare pentru imprimarea masivă de forme.
Radtke H. : Prese mecanice şi hidraulice.
Haller W. : Maşini pentru imprimarea de forme (Expoziţia internaţională de maşini-unelte I H A 70).
Ising G. : Maşini de îndoit, îndreptat şi tăiat (Expoziţia internaţională de maşini-unelte IHA 70).

nr. 96/1970

P. H. Huppertz : Sudura cu gaze protectoare şi electrozi cu umplutură.
V. von Reimer. Mecanizarea în turnarea sub presiune. Actualul stadiu al mecanizării şi automatizării cu referire specială la forma de turnare sub presiune.
Oţel de precizie ca material de construcţie.
H. Streifinger : Instalaţii centrale de ungere cu răcire.
C. G. Enke : Noile procedee de călire progresează.

97/1970

H. Hiedl şi *R. Novotny* : Utilizarea materialelor sintetice în construcţia pompelor.
J. Blaha : Puterea de aspiraţie a pompelor elicoidale.
H. Reinsch : Izolaţii cu materiale sintetice în construcţia conductelor.
Acţionarea prin piston rotativ a robinetelor sferice.

98/1970

R. Reichherzer : Probleme privind respectarea dimensiunilor la piesele din materiale sintetice.
T. Engel : Procedeu de pulverizare cu ajutorul presiunii ridicate şi al undelor de şoc.
— Unelte de turnare sub presiune cu dispozitiv de deşurubare.

99/1970

Friedemann, B. : Conteinerile sînt deja depăşite?
Schmidt, H. : Baterii de tracţiune pentru vehicule de transport orizontal.
Tschawuschjan, N., Natschew, S., Prodanow, M., Christow, D., Ganew, G. : Maşini de control pentru examinarea ascensoarelor.
Meyer, J. : Instalaţiile hidraulice nu trebuie să provoace zgomot.
Schwarz, A. : Şlefuitul rapid doar cu o siguranţă mărită. Dispozitivele moderne de siguranţă permit viteze de şlefuit mai ridicate.
Dörling, E. : Analize fiziologice de lucru la scaunele (şeile) vehiculelor.
Haferkorn, H. : Pompe de transport în industria alimentelor.
Poliaček, J. : Informare pe baze largi. Sisteme ale transportului combinat la conteinerizarea 70 din München.

nr. 100/1970

Reiner, K. : Stabilizarea terenului nu este raţională doar la vreme rea. Aparataje moderne de împrăştiat lianţi şi maşini pentru tencuirea terenului înlocuiesc dispozitivele primitive.
— Ascensoare rapide pentru gigantul de la Moscova.
Fink, E. : Stadiul de dezvoltare a maşinilor basculante în construcţii.
Baumeister, B. : Macaralele, un ajutor în construcţiile inginereşti din lemn.
— Dozarea şi amestecarea comandate electric.
Weis, H. : Elementele — plăci prefabricate în avantgardă. Al XII-lea Tîrg internaţional pentru construcţia de maşini, Brno 1970.
Höppner, O. : Escavatoare-omidă pentru mlaştini în prima linie.
Tîrgul de construcţii a Germaniei de Nord din 1970 — Neumünster.

nr. 101/1970

Wagner, R. : Cifre — normă pentru calcul şi exploatare.
Walsch, G. : Prelucrarea prin eroziune cu scîntei şi prelucrarea electrochimică.
Hübsch, H. şi *Buck, G.* : Şlefuitul (polizatul). Continuare la articolul privind IHA 70.
— Congresul internaţional ICM privind prelucrarea metalelor. (Hannover, 8...12 sept. 1970).

nr. 102/1970

Seeliger, K. : Sinteza angrenajelor cu ajutorul computerului de masă.
— Motoare asincrone de înaltă tensiune ca elemente ale unui sistem modular.
Jensen, P. : Lanţuri cinematice deschise şi închise. Lanţuri cinematice cu mai mult de un grad de libertate.
Muires, W. H. : Dispozitiv de desen pentru curbe cuplate.
Stübner, K. : Examinarea vechilor execuţii de ambreiaj. Raţionalizare prin examinarea vechilor rezultate de calcul la combinaţiile de cuplaj şi frînare în construcţia preselor.

nr. 103/1970

Bolek, M. : Staţiuni standardizate, automatizare pentru extragerea de probe.
— Raze ultraviolete sterilizează apa.
Bernard, W. : Formarea amestecului în şarje cu dozare gravimetrică.

Wagener, D.: Piese formate de sinterizare cu dimensiuni foarte precise.

Hajduk, J.: Stabilirea rapidă a parametrilor de oboseală.

Vollbrecht, H.: Aprecierea materialului la temperaturi ridicate şi scăzute.

Kemper, G.: Încălzirea cu circulaţie de ulei în instalaţii chimice.

nr. 104/1970

Barz, E. şi *Dingel, W.*: Tratamentul termic influenţează formele cu excavaţii. Rezultatele încercărilor şi concluziile pentru practică.

— Ulei pentru ambutisări adînci şi posibilitate mărită de spălare.

Ahlbarn, H.: Comportarea metalelor cîştigă o importanţă superioară.

Adunarea principală din 1970 a ,,Societăţii germane de metalurgie, Aachen". Rezultate din practică.

Buch, A.: Cromul şi nichelul influenţează rezistenţa de durată.

Hauser, G.: Analiza de frecvenţă pe bandă îngustă a zgomotelor cu impulsuri.

Harald, M.: Viitorul aparţine materialelor combinate? Congresul materialelor combinate 1970 din Konstanz. Trecerea de la fizica corpurilor solide la ştiinţele materialului de construcţie.

— Valţuri grele forjate.

nr. F. 24/1970

Doll, H. K.: Sistemul de transport cu palete după principiul modular.

Overlach, K.: Siguranţa în exploatarea macaralelor. Elemente de construcţie pentru supravegherea electronică a sarcinii.

Felgitsch, H.: Cîntare de umplere, elemente ale curgerii materialului.

nr. 6/1971

Schlmeyer, A. — Plumbul protejează oţelul. Zincul dur din oţel şi reacţii zinc—oţel.

Baroy, B. — Aerul economiseşte apa de răcire. Dezvoltarea în continuare a curăţării metalului cu solvenţii organici.

van *Oeteren K. A.* — Protecţia contra coroziunii începe o dată cu construcţia.

Hübener, R. — Inelul arcuieşte mai bine. Inele de siguranţă ca arcuire separată la contactele NH.

— De elementele de arcuire nu ne putem lipsi.

— Paliere fără ulei. Material pentru paliere pentru elementele de maşini, care nu necesită supraveghere.

nr. 7/1971

Randhahn, H. I. — Tăiere, inversare în loc de schimbarea uneltei. Freze cu plăci de inversare a tăişului iau locul uneltelor cu plăcuţe ataşate prin lipire.

Leiseder, L. — Fabricaţia în serie mică în centrul discuţiilor. Colocviul de prelucrare. Stuttgart 1970

Rauhut, H. U. — Toleranţe conform comenzilor Piese din metal dur şi problemele lor din punct de vedere al adausurilor şi toleranţelor.

Köhler, E. — Aici mai era doar o manetă în dreapta, jos în spate! Formarea maşinilor de prelucrat ţinînd seama de corpul omenesc.

Weltin, W. — Zgomotul înseamnă moarte prin inaniţie. Protecţia contra zgomotului a auzului la locul de lucru.

Schwarz, A. — Pe urmele accidentelor provocate de întuneric. Măsurile preventive evită golurile de producţie.

nr. 8/1971

Cnobloch, H. — Incet dar sigur progresează celulele termoelectrice. Celulele termoelectrice. Tendinţele de dezvoltare şi perspective de viitor.

Rasch, R. — Fiecărui gunoi cuptorul său.

Heym, C. H. — Secţiuni mari se pot curăţi uşor. Forme constructive a marilor armături, care pot fi curăţate şi domeniul lor de utilizare.

Blaha, I. şi *Brada, K.* — Fantele reduc sarcina palierelor. Preluarea forţei axiale la pompele radiale. Compresorii devin mai mici. Riglă de calcul pentru arcuri.

nr. 9/1971

Fritsch, O. — Polizoarele cu diamant se execută acum prin sinterizare. Fisurile de suprafaţă sînt vizibile.

Sehlmeyer, E. A. — Formarea de zinc dur nu este dorită. Importanţa şi aplicarea cercetărilor privind cauzele formării de zinc dur. Producerea mecanizată a deşeurilor feroase.

Ortmann, G. — Aerul comprimat comandă dispozitivele pentru aplicarea substanţelor de lipit.

nr. 10/1971

Sennewein, H. — Apele industriale se limpezesc mai repede. Instalaţii de flotaţie după sistemul aerisirii curenţilor separaţi au corespuns în industria de hîrtie.

Pietsch, W. — O aglomerare dorită. Posibilităţi şi limite la maşinile de formare a granulaţiilor.

nr. 11/1971

Dedner, W — Depozitul se preface într-o maşină de depozitare. Depozite cu mai multe rafturi suprapuse, comandate numeric. Viitorul vehicul de teren accidentat.

Schlick, G. H. — Copil vitreg: Desenul de echilibrare. Indicaţii privind modul de depozitare, furaje, elemente de echilibrare necesare, eliminarea desechilibrării sînt indispensabile pentru prepararea lucrului.

Korner, H. — Poate fi solicitat ca şi un angrenaj cu roţi dinţate. Angrenaj prin rostogolire cu reglaj continuu pentru variaţii mari de turaj transmite sarcini mari.

nr. 12/1971

Eder, E. — Frecarea influenţează refularea. Raporturi de bază ale refulării libere.

Eikmeier, M. — Expansiunea în domeniul microcelulelor. Suprafeţele tratate cu combinaţia PTFE protejează uneltele necesare operaţiilor fără aşchiere, reducîndu-le uzura.

Felgentreu, G. şi *Büschgens, V.* — Micronetezirea prin laminare. Care dimensiuni de ghivent se pot executa sau netezi ulterior prin laminare? Forjare prin automatică. Propuneri şi iar propuneri. Extrase din programul imediat al R.F.G., privind protecţia sănătăţii (zgomotul, poluarea atmosferei).

Schwarz, A. — Punerea la punct s-a terminat! Reparaţia începe? Reparaţia corespunzătoare evită întreruperile în producţie. Cît costă un accident la ochi?

nr. 13/1971

Dusek, Z. — Sistem de montaj modular.

Dreger, W. — Controlul calităţii prin: EDV. (Sistemul electronic de prelucrare a datelor). Planificarea producţiei după model. Modelul, decisiv pentru o prelucrare economică a pieselor mari.

Bruchschmidt, H. — Inregistrarea timpului de lucru supraveghează producţia.

nr. 14/1971

Pahlitzsch, G. şi *Friebe, E.* — Ferăstraie circulare cu viaţă interioară. Stabilirea frecvenţei proprii ale pînzelor (discurilor) de ferăstraie circulare. Semiconductorii pretind precizie. Ferăstraie din siliciu monocristalin în fabricaţia de semiconductori.

Golle, H. — Indicii aduc la iveală. Aprecierea succesului la cumpărare şi a puterii de cumpărare.

Burg, H. — Şlefuitul prin alunecare. Procedee şi mărimi importante la prelucrarea în tambure a pieselor de mare serie. Programul ,,NC" german-englez.

Feil, R. — Uleiu rece — precizie ridicată.

nr. F. 4/1971

Schreiber, G. — Curăţatul cu flacără. Prelucrarea cu flacără a oţelului şi betonului ia avînt.

Kliem, W. — Intreţinerea preventivă a maşinilor de construcţie. Diamante la Olimpiadă.

Himmler, R. — Mic, repede, simplu! Sisteme pentru reglajul şi comanda acţionărilor hidraulice cu mai multe motoare.

Zymák, V. — Tuburile nu trebuie să vibreze. Conducte în circuite hidraulice.

nr. 16/1971

Brust, O. — Clopot de evacuare în loc de boltă de ceaţă. Aspiraţia aburilor şi gazelor industriale la sursă.
De Vries, H. — Climatizarea o necesitate ?
Jüttner, A. P. — Transmiterea uleiului şi aerului prin dispozitive rotative. Legături rotative între elementele statice şi cele dinamice.
Ulbricht, H. — Calculul cu rigla economiseşte timp. Tabele logaritmice cu curbe pentru rezolvarea ecuaţiilor transcendente.

Die Maschine

nr. 10/1970

Pohl, A. : Maşini pentru prelucrarea materialelor plastice şi a cauciucurilor la tîrgul Hanovra (II).
Rudliger, H. : Sudura materialelor plastice prin frecare.
— Şlefuitul interior a oţelului pentru prelucrarea rapidă. Ameliorarea preciziei la alezaj.
Gebhardt, E. : Metoda ,,Superfinish''.
Schütz, H. : Aspiraţia şi eliminarea gazelor de sudură.
— Procedeu de realizare a oţelurilor din aliaje superioare.
— Oţeluri cu nichel călite cu martensită în construcţia sculelor şi maşinilor-unelte.
Hebberling, H. : Acoperirea de protecţie a elementelor de maşini din oţel.

nr. 11/1970

Klinge, R. : Comenzi numerice şi calculatoare de operaţii la expoziţia ,,IHA 70''.
Buddd, W. şi Winkldr, H.H. : ,,EXAPT'' piesă componentă a unui sistem integrat de producţie.
— Utilizarea comenzii numerice în fabricaţia turbinelor mai mari cu gaz.
Frezatul rotorului la compresoarele elicoidale.
Reymann, Chr. : Căi de transfer pentru şlefuitul capetelor de microfon de recepţie şi emisie în ansamble de maşini de şlefuit.
Morhard, H. I. : Angrenaje mecanice cu manipulare fără trepte pentru reglajul fin al turaţiei.
Timtner, K. : Cele două metode pentru ridicarea, datorită forţei centrifuge, a pieselor de fixare la ambreiajul de mers liber.
Bauer, C. O. : Principii referitoare la alegerea protecţiei contra coroziunii a elementelor de legătură.

nr. 12/1970

Rokitta, W. : Prelucrarea economică a pieselor mari şi grele cu dispozitive de găurit de tipul ,,planer''.
— Mese de reparare automate, elemente ale automatizării.
— Construcţia pieselor rotative ale automatelor (Prelucrarea barelor).
Marhard, H. I. : Angrenaje mecanice cu reglaj continuu pentru reglajul fin al turaţiei (II).
Maier, I. : Calculul rezistenţei flancului de dinte.
Timtner, K. : Cele două metode de suprimare a forţei centrifuge la ambreiajul de mers liber cu piese de frînare.
Branssy, C. : Amplasarea elastică a maşinilor pe elemente din cauciuc şi metal : dece şi cum?

nr. 1/1971

Tessmer, R. — Exponate noi şi progrese la IHA (Partea 2).
,,Quo vadis'' cooperaţia în domeniul aerului comprimat.
Flender—Wülfel — Viitorul impune o cooperare şi în tehnica acţionării ? Roţi dinţate călite, executate economic.

Schweisstechnik

nr. 11/1970

Gilde, W. : Sudura automată astăzi şi mîine.
Mohr, R. : Crăpături la axele din faţă sudate (realizate prin sudură) ale autocamioanelor.

nr. 12/1970

Silber, F. A. şi *Ganglbauer, O.* Un sistem pentru aprecierea îmbinărilor prin sudură cu ajutorul ultrasunetului.
Krieg, I. : Sudura la vehiculele din materialele uşoare (aluminiu, magneziu şi titan) la căile ferate germane.

nr. 1/1971

Sixt, B. — Posibilitatea de sudură a aliajelor de aramă (Cu, Sn, Zn, Mn, Si, P).
Rabensteiner, G. şi *Rettenbacher, H.* — Importanţa trecerii picăturii la sudura cu arc.

nr. 2/1971

— Raport privind conferinţa din München despre sudura cu gaz protector.
Humitzsch, W. — Probe ,,crestate'' la tensiune. Consideraţii critice privind aprecierea rezistenţei în cusăturile sudate.
— Rezistenţa la oboseală a construcţiilor sudate.

Sanitär+Heizungstechnik

nr. 1/11970

G. Pippig : Automatica reglajului (învăţarea şi utilizarea).
W. Lösch : Diminuarea zgomotului la instalaţiile de încălzire.
R. Hoeffgen : Aparate de gaz cu arzătoare atmosferice şi eşapare controlată.
M. Metzger : Reglajul încărcării în instalaţiile de acumulare a căldurii.
— Încălzirea electrică a podelii după plăci ceramice fine.
H. Schrowang : Electrotehnică pentru constructorii instalaţiilor de încălzire şi aerisire.
— Peretele de montaj. O propunere elveţiană privind instalaţia sanitară raţională.

nr. 12/1970

Möller, H. : Amortizarea zgomotului la ventilatoarele instalaţiilor de aerisire şi climatizare.
Fenrich, H. : DIN 19541 şi înălţimea obturaţiei de mirosuri.
Schrowang, H. : Electrotehnică pentru constructorii instalaţiilor de încălzit şi aerisire.

nr. 1/1971

— Montaje de ţevărie cu amortizare de sunete.
Spaethe, K. — Conducte de încălzire din material sintetic.
Feurich, H. — Conductele de umplere la bazinele de înnot.
Schrowang, H. — Electrotehnică pentru constructorii instalaţiilor de încălzire şi de ventilaţie.

nr. 2/1971

Möller, H. — Tuburi flexibile rezistente la condiţiuni climatice.
— Comportarea din punct de vedere al zgomotelor a armăturilor şi aparatelor din instalaţiile de apă în laborator.
Ostertag, A. — Alimentarea cu căldură a spitalului din cantonul Uri cu ajutorul unei pompe de căldură.
Musil, M. — Aerisirea bucătăriei, a băii şi a W.C.-ului în locuinţele din Cehoslovacia.
Traf, E. — Instalaţia sanitară în marile clădiri.
Schrowang, H. — Electrotehnică pentru constructorii instalaţiilor de încălzit şi de aerisire.

Exportausgabe

1970/1971

Opitz, H. : Tendinţe de dezvoltare în tehnica fabricaţiei şi în construcţia maşinilor-unelte.
Hoppe, F. şi *Sehring, H. I.* : Prelucrarea crucilor de fusuri cu automate cu mandrină cu dublu ax deservite frontal.
— Prelucrarea capetelor de cilindru : Maşini cu cap-revolver cu trei staţiuni şi două căi.
Rudigier, H. : Automatizarea după sistemul modular.
Barz, E. : Cercetările în comun asigură nivelul de producţie a industriei de unelte.
— Acţionări hidraulice la avansul maşinilor-unelte.
Jarckov, F. : Angrenaje suprapuse pentru acţionarea instalaţiilor de transport continuu.

Materialul sintetic în tehnica acţionării şi a angrenajelor.

Pohl, A. : Maşini pentru prelucrarea materialului sintetic şi a cauciucului.

Ose, K. : Aparatură de cuplaj pentru joasă tensiune.

TZ für praktische Metallbearbeitung

nr. 8/1970

M. Kronenberg : Viitorul prelucrării metalelor — Încercarea unui pronostic.

— Masă circulară pneumatică cu oprire de siguranţă.

W. Budde : Stadiul actual şi dezvoltarea prelucrării de informaţii în fabricaţie.

J. H. Langen, W. Iunghanns şi J. Goldhausen : Simulaţiile ca mijloc auxiliar la planificarea sistemelor suple de fabricaţie.

M. Sadowy : Reglajul fabricaţiei şi sistemele de producţie — privire de ansamblu.

— Maşină de şlefuit suprafeţe.

F. Wojda : Organizarea fabricaţiei NC în întreprinderile europene.

— Indicarea absolută a valorilor efective pentru deplasări mari (curse mari).

D. Reckziegel : Maşinile NC şi programarea lor cu EXAPT (utilizarea lui EXAPT 1 şi EXAPT 2).

G. Schrenk : Maşinile NC şi programarea lor cu EXAPT. Introducerea şi utilizarea programării cu EXAPT. 1.

— O nouă serie modulară de comenzi numerice.

— Constructori de maşini NC rotative uniformizează sistemele de unelte pentru maşinile — unelte comandate numeric.

R. Ehlers şi *B. J. Brinkmann* : Utilizarea micilor maşini de calcul pentru programarea maşinilor NC.

— Rectificatoare rotative fără vîrf („Centerless") cu polizor vertical.

H. Goszdziewsky : Determinarea, pe baza unui calculator, a economiei — un ajutor modern în luarea deciziei.

M. Schmid : Posibilităţi şi studii privind utilizarea frezelor comandate numeric în fabricaţie.

— Maşină special cu atac oblic pentru şlefuitul în sens axial.

L. Penz : Prelucrarea blocurilor, de cilindru pentru motoarele mari cu ajutorul unui alezor numeric NC.

— Presă pentru decupaj fin.

— Călitul fără deformaţie.

W. Petermann : Metoda prereglajului uneltelor.

F. Falley : Maşină comandată prin fascicul luminos cu servocomandă electrohidraulică pentru tăierea vîrfurilor prin copiere.

— Maşină de tăiat ghivent fără aşchii.

K. Behrendt : Îndrumări privind programarea fabricaţiilor comandate numeric.

E. Kirchner : Posibilităţi de optimizare în prelucrările de aşchiere, ţinîndu-se seamă în special de maşinile rotative comandate numeric. Partea 4.

— Aparat de prelucrat suprafeţe cu dispozitiv de erodare.

A. Witzig : Un automat vertical cu mandrine şi patru axe pentru probleme raţionale de prelucrare în serie.

— Procedeu ameliorat pentru producerea bucşelor de ghidaj.

A. Mery : Magazinul de bare, un mijloc pentru ridicarea producţiei la automatele rotative.

W. Krauss : Prelucrarea raţională a pieselor mari la turbine şi compresoare.

R. F. Moare şi *F. C. Victory* : Alezaje, profile şi suprafeţe poziţionale, prelucrate, şlefuite şi controlate prin procedee de precizie. Cap. 2. Mijloace şi metode auxiliare pentru determinarea poziţiei.

— Stabilizarea termică a maşinilor-unelte prin grupuri de răcire.

— Maşini de electro-eroziune cu lagăr hidrostatic al vîrfului uneltei.

W. Beckmann : Întreţinerea planificată preventivă şi efectele ei la exploatarea maşinilor.

nr. 9/1970

Wnich W. Sudura subatmosferică a cutiilor de vînt din alamă MS 72 după sistemul WJG.

Krahl A. : Însuşiri şi posibilităţi de utilizare a tipurilor de arc utilizabile la sudura după sistemul MJG/MAG.

Schäfer W. Comenzi prin tiristori în sudură.

Încălzirea sub gaz protector în cuptorul de forjare încălzit electric în scopul matrisajului fin.

— Economia de timp prin trecerea de la sudura autogenă la sudura electrică prin puncte.

Moare F. şi *Victory C.* : Alezaje, profile şi suprafeţe poziţionale, prelucrate, şlefuite şi controlate prin procedeul de precizie (Capitolul 3 : Bazele preciziei).

— Utilizarea mai îndelungată cu spinări de nicovală din aliaje pe bază de nichel.

Osman M. O. M. şi *Sanker T. S.* : Rugozitatea, procedeu rapid de control al finisajului la strunjirea finală (Partea 2).

Hallberg N. : Un nou sistem de utilaj la strunjirea prin copiere.

Kronenberg M. : Prelucrarea metalelor în SUA şi în URSS. SUA : Teoria tratamentului termic a oţelului rapid URSS : Vibraţiile şi deformările la raboteze.

Reckziegel D. şi *Zölzer H.* : Raport asupra celei de-a 7 adunări generale a „Numerical Control Society în SUA".

— Strung-revolver automat cu comandă numerică.

— Programare rapidă şi economică cu noi comenzi numerice a maşinilor-unelte rotative.

— Instrucţiuni privind fabricaţia prin programare cu comandă numerică (Partea 2).

Haass E. : Remuneraţia prin premii (Partea I).

nr. 10/1970

Kallhardt, K. : Verificarea materialului, tratarea termică şi calitatea suprafeţei la roţile dinţate.

— Sculele reglabile în prealabil scurtează timpii de oprire.

— Dispozitiv automat pentru verificarea roţilor dinţate.

— Banc împingător cu cremalieră pentru mari reductori planetari.

Stein G. : Deplasarea profilului la angrenajele paralele cu roţi dinţate cilindrice.

Rademacher, J. : Problematica spargerii marginilor la roţile dinţate.

Moare, F. şi *Victory, F. C.* : Alezaje, profile şi suprafeţe. Poziţionate, prelucrate, şlefuite şi verificate prin procedee de precizie (Cap. 3 : Bazele preciziei, partea a 2-a).

Drews, D. şi *Lenz, S.* : Creşterea productivităţii la şlefuitul marginilor dinţilor cu maşini rotative de rectificat NJLES datorită introducerii şlefuitului ambelor părţi.

Mergenthaler, F. Paliere moderne pentru turaje ridicate.

— Nou dispozitiv de întreţinere pentru unelte cu aer comprimat, supape şi cilindri.

— Alezor pentru curăţitul găurilor centrate.

— Şurubelniţe cu dispozitiv de fixare.

Kronenberg, M. : Prelucrarea metalelor în SUA şi în URSS.

— Tarod pentru filiere.

Homann, N. : O maşină de găurit revolver cu multiple utilizări.

— Angrenajele reglabile măresc precizia maşinilor Nibbel comandate numeric.

Parsch, G. şi *Junike, W.* : „Easyprog" un sistem simplu de programare pentru maşinile NC.

— O nouă maşină NC orizontală cu două axe simplifică reglajul.

Behrendt, W. K. Instrucţiuni privind programarea prelucrărilor comandate numeric (partea 3).

Haass, E. : Remuneraţia prin premii (partea a II-a).

nr. 1/1971

Späth, H. — Influenţa compoziţiei şi structurii asupra comportării la şlefuit a oţelurilor (Partea 2). Unelte cu diamant cu fixare galvanică.

Iessup, P. — Problema calculului puterii la maşinile circulare de şlefuit.

Vetter, T. — Consideraţii privind alcătuirea unui post digital universal de măsură. Cabine economice de grenaiaj (jeturi de aer).

Gehring, R. — IHA 70 — Maşini-unelte convenţionale de aşchiere. (Partea 2).

Schulze, G. — Maşini de formare ale R.D.G la tîrgul din Lipsca din primăvara 1971.

Kronenberg, M. — Încercări de găurit cu burghie acoperite cu metal dur.
Port-unealtă cu fixare mecanică. Maşină rotativă cu comandă numerică şi programare cu cartele perforate. Instrucţiuni privind programarea prelucrărilor comandate numeric (Partea 5).
Hopfe, B. — Noi maşini-unelte NC de aşchiere ale R.D.G. la tîrgul din Lipsca din primăvara 1970.
Schaber, G. — Valori de orientare şi de planificare privind îndepărtarea aşchiilor la găuritul cu burghie spirale.

Materialprüfung

nr. 7/1970

E. Schmidtmann şi *H. P. Mall*: Aplicaţia mecanică de ruptură şi a încercării instrumentale de rezilienţă în scopul determinării tendinţei de ruptură fragilă a oţelurilor.
S. K. Swanson: Metode experimentale în mecanica rupturii.
D. Radaj: Didactica şi istoria mecanicii de ruptură.

nr. 8/1970

K. Detert, M. Koch şi *H. J. Lipp.*: Rezistenţa de durată şi rupturile prin oboseală ale oţelului X20 Cr Mo 13.
A. Peiter, N. Grieger şi *H. Klein*: Măsurători şi calcule ale tensiunilor cu ajutorul unei rozete speciale.
F. Beér: Teoria încercărilor de ambutisare după Erichsen.
M. Bily: Influenţa deformaţiei plastice asupra rezistenţei la oboselă a metalelor.
E. Hanke: Determinarea contractărilor reziduale de gradul 1 la materialul călit cu ajutorul fişiilor de contracţie.
G. Andreae: Influenţa umidităţii asupra preciziei cutiilor dinamometrice cu fîşii de contracţie.

nr. 9/1970

Becker G.: Bazele unei normalizări a încercărilor de laborator cu ajutorul termitelor subterane.
Komlos K.: Studiul proprietăţilor reologice ale betonului sub tracţiune uniaxială.
Johnson E. A. şi *Radon C.*: Fenomene ale suprafeţei de ruptură la polimetioetacrilat la solicitarea linear-elastică.
Wurtinger H.: Un pulsator de joasă frecvenţă pentru examinarea materialelor plastice cu fibre de sticlă.
Burmester A.: Influenţa umidităţii şi greutăţii specifice asupra rezistenţei la flexiune de şoc la lemnul de pin, brad şi fag.

nr. 10/1970

Meyer H. J.: Control cu ajutorul ultrasunetelor al sudurilor şi pereţilor în construcţia rezervoarelor de presiune din punct de vedere al mecanizării şi automatizării procesului de verificare.
Wagenaristel A., Ebel H., Marihart O. şi *Schneider W.*: Procedeu pentru reprezentarea grafică a figurilor polilor.
Kravčenko V.: Erori dinamice de măsurat la încercarea de tracţiune la o mică maşină de încercare model pendular.
Konkoly T.: Evaluarea erorilor de sudură constatate pe cale radiografică în oţeluri, considerîndu-se numeric tendinţa de rupere datorită fragilităţii a sudurilor.
Knopk K., Holler P. şi *Pohlman R.*: Reflexia undelor Lamb la dublări.

Diesel motoren nachrichten

nr. 2/1970

Brach, S. — Deformarea batiurilor motoarelor navale
Stavas, N. — Determinarea tensiunilor termice pe cale fotoelastică
Gundlach, H. — Încercarea dinamică a pistoanelor în condiţii asemănătoare funcţionării
Nowak, H. — Legi de mişcare programate pentru comanda supapelor motoarelor.
Hartung, G — Piese mici sinterizate — o posibilitate pentru raţionalizare.
Zigann, H. — Măsurarea consumului de combustibil la motoarele diesel mari.

Gépgyártás-Technológia

nr. 1 — 1971

Horgos, G. — Metalurgia şi Industria constructoare de maşini în al 4-lea cincinal.
Varga, J. — Rolul tehnologiei construcţiei de maşini în revoluţia ştiinţifică tehnică contemporană.
Bálint, L. — Rolul Institutului de tehnologie pentru construcţia de maşini în dezvoltarea tehnologică.
Gárdos, G. — Aplicarea metodelor matematice în activitatea Institutului pentru tehnologia construcţiei de maşini.
Gillemot, L., Gzeglédi, J. — Introducerea în industrie a deformaţiei prin explozie a tolelor metalice.
Erdäsi, J. — Planificarea tehnologică cu deformări electromagnetice.
Rogalski, Z. — Nitro-oxidarea — o nouă metodă pentru tratamentul termo-chimic al sculelor aşchietoare.
Krisztinicz, P. — Pneumatica — un mijloc de automatizare a producţiei de serie mică şi mijlocie.
Rothe, G. — Devierea poziţionării sculelor de găurit la maşinile de găurit NC.
Göhren, H. — Alegerea soluţiei optime la strungurile NC.
Somfai, K., Paulusz, Z. — Filetare prin eroziune cu scînteie la metale dure.

La Marina Italiana

nr. 10 — 1970

Derdini, E.: Automatizarea aparatului motor pe cisternele gigantice în construcţie la Italcantieri.
Zito, M.: Convenţie internaţională pentru măsurarea tonajului la nave, 1969.
Fabiano, L.: Sistemul cu containere.

nr. 12 — 1970

Guglielmotti A. — Dezvoltări recente la motoarele în doi timpi la mare alezaj.
Bonaria L., Scotto, F. — Unele particularităţi caracteristice ale propulsiei electrice asincrone cu motoare în două secţiuni.

Ingegneria

nov 1970

Angelini, I.: Linia de metro din Milano.
Osnaghi, C.: Calculul şi trasarea diagramelor termodinamice ale unui gaz real cu ajutorul unui calculator electronic.
Stecco, S.: Probleme relative la tensiunile termice în rotoarele marilor grupuri turbo-alternatoare.
Lorenzini, E.: *Salvigni S.*: Fenomenul laminarizării.

Engineering

nr. 10 — 1970

Wilkins, F.: Automobile noi la Salonul din Paris.
Hollobone, T. A.: Exploatarea fundului mării.
Scott, A.: Trei macarele noi.
Saunders, G. A. Măsurarea suprafeţelor Fermi.
Belford, R. B.: Industria americană a elementelor de ansamblare şi sistemul metric.
Clayton, J.: Sistemul metric şi elementele de asamblare. — Dezvoltări recente în sistemele de prindere din aeronautică.

The Institution of mechanical Engineers Proceedings 1969—70

Shapiro, J. S., O'Connor, A. D. Izotopi în radioterapie
Whitlock, B. C., Alexander, J. M. Extruderea benzilor bimetalic din containerele separate
Goulder, B., Moss, A., Shaw, R. — Administrarea bazată pe calculator într-o întreprindere mică

Salami, L. A. — Procedeu pentru obţinerea performanţelor unei turbine Kaplan cu ajutorul încercării pe model

Falcon, K. C., Andrew, C. — Rulmenţi cu bile cu contact unghiular.

L'industrie lourde thécoslovaque

nr. 9 — 1970

Boril, J. — Prese hidraulice de forjat cu două coloane din seria CKW

Harvanek, P. — Ciocan-pilon oleo-pneumatic pentru forjarea de precizie cu matriţă.

Statevsky, M. — O livrare de referinţă a Strojimport-ului

Cernil, M. — Răşină automată pentru debavurarea buloanelor forjate la cald.

Cefo, J. — Folosirea presei LUD 200—Pl în fabricarea cămăşilor pentru rulmenţii cu bile.

Cefo, J. — Lanţul de tăiere pentru tratarea tolelor livrate în bobine.

Krhanek, P. Fasonarea prin lichide sub înaltă presiune.

Elettrauto

iulie—august 1970

— Aprinderea electronică cu impulsuri magnetice pentru motoare de competiţie.

— Bujii şi motoare (II)

— Baterii monocutie

— Aluminiul în sistemele electrice

Motori—Torino

nr. 9—10/1970

Giovannetti, L. Saloanele de toamnă

Bernabo, F. — Situaţia din 1970 în industria automobilului din 6 ţări.

Bruno, G. B. — Ferarri 5125

Sanguineti, R. — Proba de cale cu Jaguar XY 6—4,2

Sanguineti, R. — Fiat Dino Coupé 2400

Sanguineti, R. — Proba de cale cu Renault 16TA

Cornil, E. — Transmisii automate.

Boscola, A. — Formele noi, discutate, pentru nautica de competiţie.

La Fonderia Italiana

nr. 7 — 1970

Penning, J. J. Van Eaghem, A. De. Sy. — Proprietăţi mecanice ale diferitelor tipuri de oţeluri maraging

Modl, E. K. — Revista metodelor de tratament pentru elaborarea fontelor nodulare.

nr. 8 — 1970

Gardner, G. R. — Piese de avantgardă turnată în aliaj de aluminiu

Ferri, R. — Aplicarea calculatoarelor de birou în metalurgia fontei.

La Termotecnica

nr. 7 — 1970

Cuma, M., Farello, G. E. şi *Ferari, G.* — Asupra dezechilibrului termodinamic bifazic.

Idem — O contribuţie la studiul transferului de căldură hipercritic.

Saloigni, S., Lorenzini, E. — Curgerea fluidelor în regimuri particulare; cercetări experimentate.

Surace, G. — Calculele relative la recipienţi folosiţi în instalaţiile nucleare.

The Heating & Ventilating Engineer and journal of air conditioning

august 1970

Legg, R. C. — Calibrarea anemometrelor în tunel aerodinamic de tip deschis, de 6 ţoli.

Brooks, E. G. — Ambianţa termică şi confortul în cămin. — O nouă soluţie pentru combaterea poluării industriale a aerului.

Metals & Materials and Metallurgical Reviews

august 1970

Edwards, G. — Transportul aerian, o scenă schimbătoare.

Sauer, H. — Viitorul turnării clasice a semifabricatelor.

Harper, S., Goreham, A, R., Marks, A. A. — Unele dezvoltări moderne în tehnica tragerii firelor de cupru.

Brindley, B. J.—Fenomene ale punctului de curgere la aliaje de substituire.

Refrigeration and Air Conditioning

august 1970

Gosling, C. T. — Echipamente pentru ciclul frigorific cu absorbţie.

The Chartered Mechanical Engineer

septembrie 1970

Thring, M. W. — Responsabilitatea inginerului faţă de umanitate.

Palethorpe, L. G. W. — Tehnici moderne în tratamentul termic.

Angelini, A. M. — Producerea energiei electrice în Italia.

dec. 1970

Arnold, J. J. : Probleme mecanice la maşinile electrice rotative mari.

Coombs, T. A. : Dezvoltarea invenţiilor.

Mécanique, matériaux, électricité

nr. 248—249, 1970

Médée, J. : Scurtă privire asupra proprietăţilor mecanice ale corpurilor solide sub presiune hidrostatică şi aplicarea lor în formare.

Massot, M. şi *Vodar, B.* : Extrudarea hidrostatică.

Guillon, M. şi *Luchaire, S. A.* : Extrudarea la rece : consideraţii asupra procedeelor şi posibilităţilor.

Villeval, B. şi *Bonnet, M.* : Terminarea centralei din Blénod-les — Pont — à — Mousson prin intrarea în funcţiune a grupurilor 3 şi 4 (partea întîi).

Ney, M. : Contribuţii la studiul angrenajelor cementate (partea a doua : alegerea oţelurilor pentru angrenaje cementate şi tratamentele lor termice).

nr. 1 1971

Nicolau, P. — Un S.O.S. mecanic.

Malkin, J. — Introducere generală în mecanica ruperii.

Sanz, G. — Metode practice de studiul rezistenţei la propagarea brutală a fisurilor în oţelurile de foarte mare rezistenţă.

Bruslé, J. — Materiale stratificate : utilizarea şi concepţia pieselor industriale.

Lamicq, P. — Un exemplu de folosire a masei plastice întărite pentru realizarea de piese precise.

Molle, R. — Iniţierea în fluidică (2).

Motivet, J. — Tehnica vidului în cercetare şi industrie.

G. Z.

Mesures, régulation-automatisme

nr. 1 — 2 / 1971

Cochet, L., Jorre, D., Raguin, J., Thomas, F. — Studiul unui interferometru centimetric pentru aplicaţii în siderurgie la măsurarea nivelului

Slabodsky, F., Parnet, B. — Utilizarea unei metode cartografice de măsură a temperaturilor în scopul studierii schimburilor termice în curs de fabricaţie.
Adler, A. — Transmisia semnalelor electrice ale mărcilor tensometrice şi termocuplelor prin radio-telemăsură
Barski, Z. — Un nou sistem de reglare automată autoadaptiv de temperatură şi umiditate.

Chaud-froid-plomberie

nov 1970

Libert, A. : Condiţionarea practică a aerului — distribuţia aerului
Fridmann, P. : Studiul hidraulic al unui post de reciclare şi de amestecare.
Rigot, G. : Convecţia (8 : convecţia mixtă).
Antigel pentru încălzirea centralei şi utilizarea lui.
Rigaud, J. : Apa caldă

ian. 1971

Porcher, G. — Climatizarea şi controlul ambianţei — noţiuni fundamentale
Libert, A. — Filtrarea aerului şi instalaţiile de ventilaţie şi de condiţionare a aerului (II)
Moye, C. — Problema pierderilor la încălzirea electrică
Rigot, G — Convecţia : convecţia la viteze mari (IX)
Rigaud, J. — Apa caldă (IV)

DISA — Information

(Măsură şi Analiză)
nr. 10—1970

Kalashnikow, V. N., Kudin, A. M. — Vîrtejuri Karman în curenţi de soluţii de polimeri pentru reducerea rezistenţei la frecare.
Wad, A. — Analiza probabilităţii amplitudinei la semnale nestaţionare.
Jensen, J. O. — Privire asupra metodelor de măsură a funcţiilor de corelare.
Pichon, J. — Comparaţia unor metode de calibrare.
Horvatin, M. — O contribuţie la calibrarea probelor duale cu fir cald.

The Production Engineer

sept 1970

Winch. R. E. : Procesele de forjare la cald.
Walker, F. T. : Proiectarea în forjarea în matriţe.
Lewin, D. W. : Proiectarea sistemelor logice (II).

Engineering production

nr. 12—1970

Neal, M. : Tehnica nouă poate reduce preţul de cost în construcţia aeronautică.
Rhodes, C. : Conducerea activităţilor industriale (II).

Assembly & Fastener Engineering

nr. 8—1970

— Noi benzi rulante accelerează asamblarea contoarelor de gaze.
— Reducerea cheltuielilor de asamblare prin proiectare.
Boyd, J. D. : Asamblarea mecanizată (II).
Ray, M. J., Sachs, K. : Efectul decarburizării asupra oboselii la şuruburi.
Wood, A. C. : Funcţiunile unui lubrifiant pentru asamblare cu filet.

The Journal of Automotive Engineering

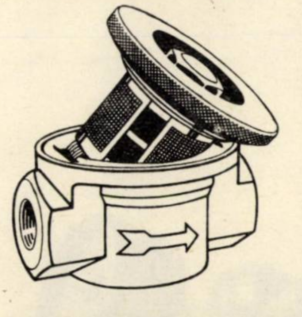
nr. 2 / 1971

Macmillan, R. H. — Proiectarea şi siguranţa

MICRO S FILTER

INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT



Filtru mecanic magnetic cu rezistenţă superioară la uzură pentru circuite de lubrifianţi şi uleiuri în sisteme hidraulice

FILTRE AUTOMATE MAGNETICE

Filtre pentru fluide de răcire cu un înalt randament.

FILTERTECHNIK — MAGNETBAU
HEINRICH SOMMERMEYER KG
DDR 65 Gera. Wilhelm-Pieck-Str. 6

Exportator:
Technocommerz GmbH
DDR 108 Berlin,Taubenstr. 4—6
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Martin, D. Q. — Supraalimentarea motoarelor diesel.

Polak, P., Burton, R. T. — Îmbunătățirea amortizării suspensiei.

Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA)

nr. 8/9 – 1970

Vojelweith, L., Gallois, J. —Motorul diesel semirapid — caracteristici și evoluție.

Maillet, A. — Stadiul actual al tehnicii electroeroziunii.

Mignotte, F., Aubineau, M.— Tendințele mecanizării agriculturii.

nr. 12–1970

Duclos, M. N. : Electroforeza pentru caroserii.

Pouget, M. R. : Oțeluri inoxidabile și construcția automobilului.

Peyraud, J. Guillhaudis. : Experiența cîștigată în problemele de ținută la coroziune a aliajului AU2G folosit în caroseria automobilului.

Quinchon, J. : Modelarea matematică a comportării unui vehicul în accelerare.

Machinery and production engineering

2 sept 1970

— Descrierea unor mașini care se expun la Expoziția de mașini-unelte din Hanovra 1970.

Mellor, P. B. : Dezvoltări în tehnica formării metalelor.

Sinclair, E. L. : Dezvoltarea polizării în S. U. A.

23 sept 1970

Astrop, A. W. : Dezvoltări în fabricația echipamentului Norgren.

— Expoziția de mașini-unelte Chicago 1970 (II).

Astrop, A. W. : Prese izostatice Somers.

Overman, G. H. : Unele considerații economice la alegerea fluidelor pentru așchiere.

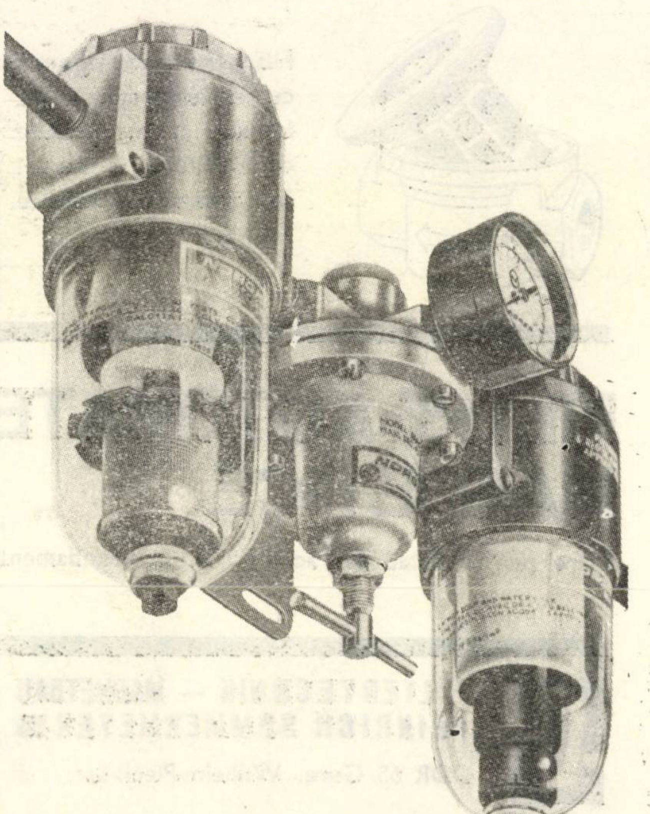
21 oct 1970

O'Donoque, J. P. : Proiectarea lagărelor sferice hidrostatice.

Wick, C. H. : Forjarea angrenajelor din pulberi metalice preformate.

Sweeney, G. : Îndepărtarea metalului detașat la mașinile abrazive.

— Expoziția de mașini-unelte Chicago 1970.



Instalații pneumatice de precizie

NORGREN

Instrumente pneumatice,

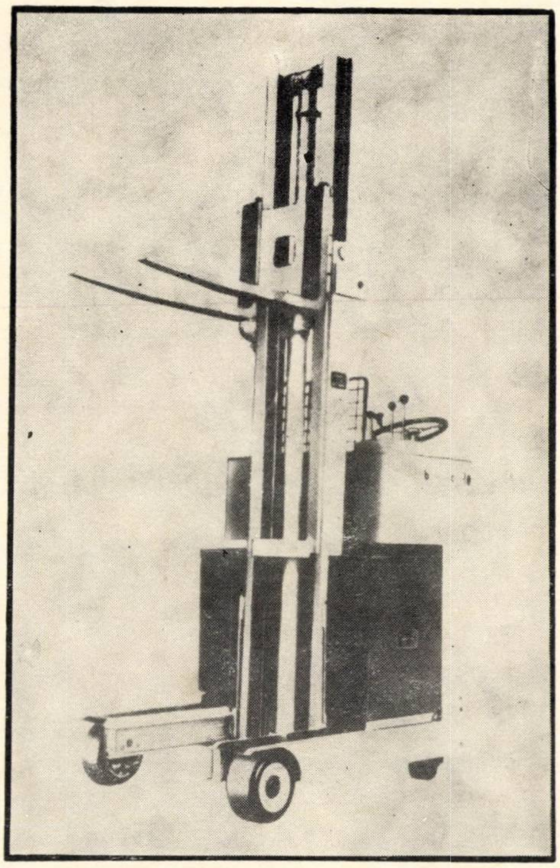
mașini pentru ambalarea produselor alimentare și farmaceutice, conveioare de pulberi și echipament pentru vopsire prin pulverizare sînt cîteva dintre aplicațiile INSTALAȚIILOR PNEUMATICE DE PRECIZIE NORGREN În toate aceste utilaje absența transferului de ulei și determinarea precisă a presiunii sînt esențiale.

Dimensiunea tuburilor $\frac{1''}{4}$ pînă la 1''.

Pentru informații detaliate adresați-vă la:
C.A. NORGREN ITD,
SHIPSTON-ON-STOUR WARWICKSHIRE,
ENGLAND TEL SHIPSTON-ON-STOUR
676 (5 linii).

PUBLICOM

balkancar



UN EXCELENT MIJLOC TEHNIC ESTE LA ÎNDEMÎNA DUMNEAVOASTRĂ

Pentru a vă asigura serviciile celui mai corespunzător, alegeţi-l din vasta gamă a produselor „BALKANCAR".

ELECTROCARE

elevatoare universale pentru înălţime de ridicare mare, cu palete, elevatoare cu platformă pentru înălţimi reduse, tractoare, cu benă basculantă.

CĂRUCIOARE CU MOTOR TERMIC

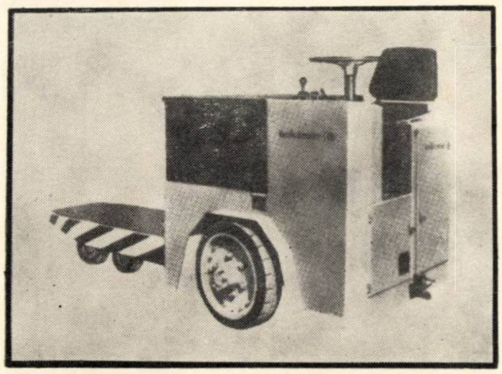
elevatoare universale pentru înălţimi mari, cu platformă sau benă basculantă, la alegere: cu motor diesel sau cu benzină.

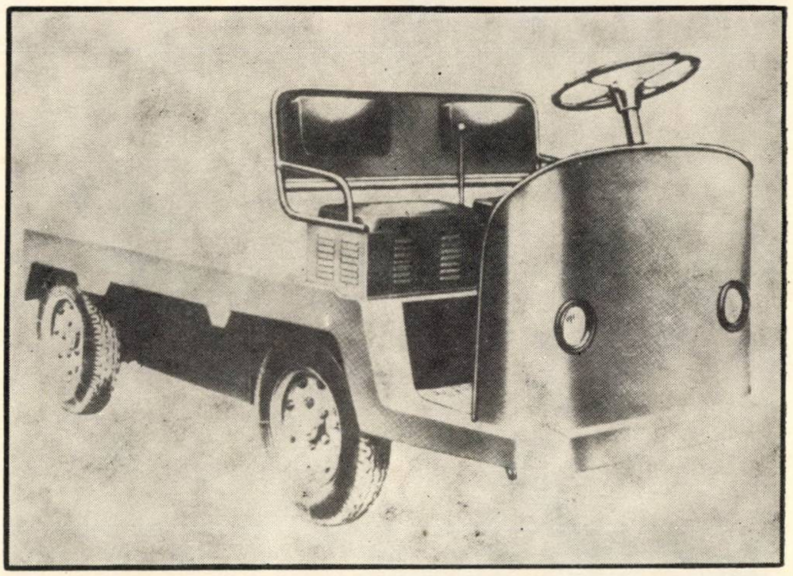
Maşinile realizate de „BALKANCAR" prezintă avantajul asigurării asistenţei tehnice şi a pieselor de schimb necesare.

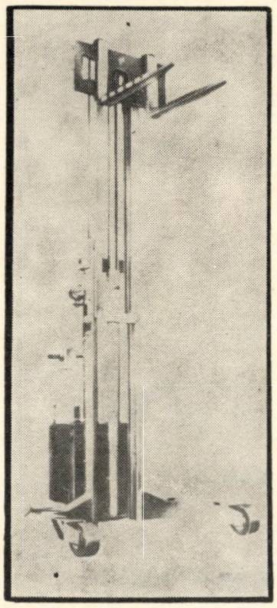
Pentru orice informaţie sau cerere de ofertă, vă rugăm a vă adresa la:

BALKANCARIMPEX, Direcţia „Export"

Bulgaria, Sofia
56, str. Alabin
Telex: 022386
Telegrame: Balkancarimpex — Export
Sofia.







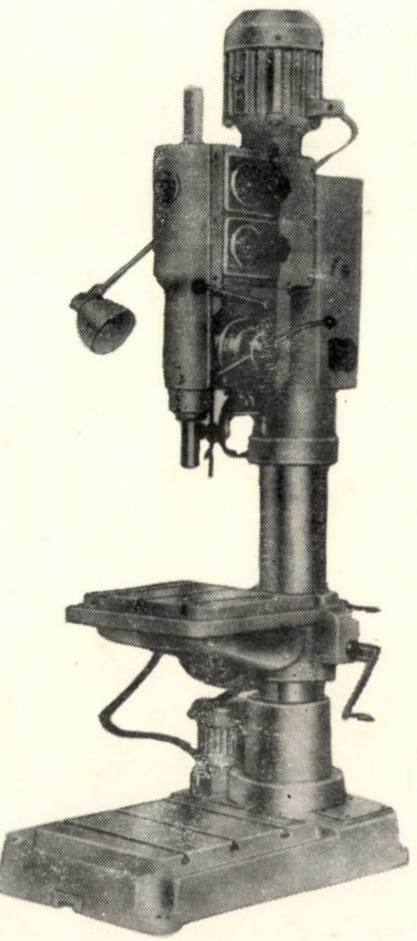
balkancar

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Mașină de perforat de construcție modernă, de mare productivitate și cu aplicații variate

	B12A	BK20	BK32
Diametrul maxim al orificiului în oțel, mm	12	20	32
Dimensiunile suprafeței utile a mesei, mm	340 × 230	350 × 300	550 × 440
Suprafața utilă a mesei care poate fi înclinată, mm			400 × 4 000
Suprafața utilă a mesei amovibile, mm	240 × 295		
Gama vitezelor burghiului, rot/min	500 — 4 000	95 — 1 900	85 — 1 500



EXPORTATOR : MACHINOEXPORT

S.A.R.L.
str. AKSAKOV, nr. 5
Sofia — Bulgaria
Tel. : 88—53—21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia

MACHINOEXPORT

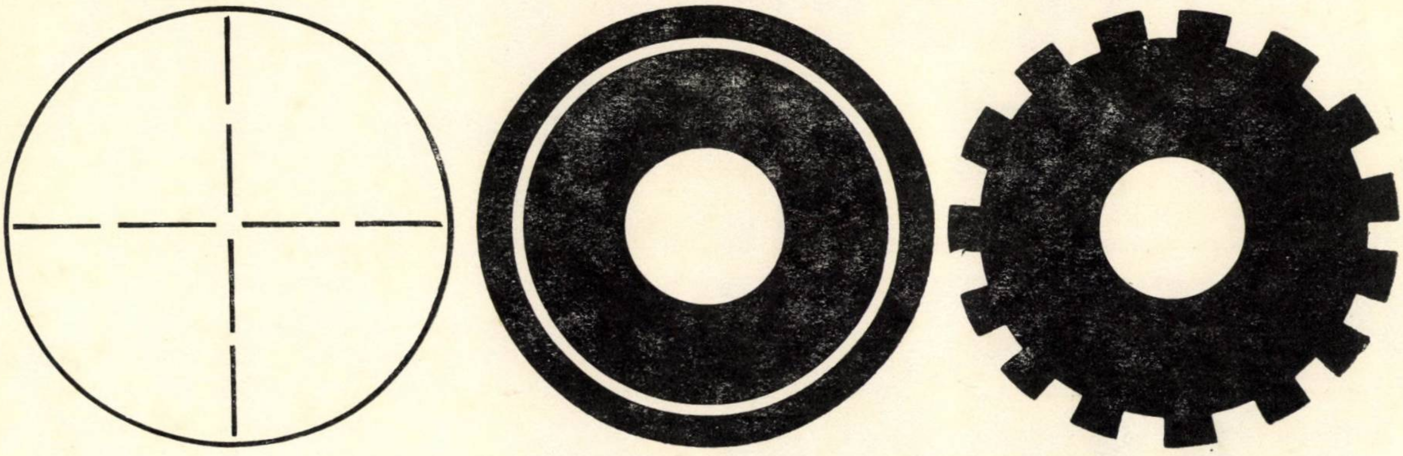
PUBLICOM

EXPORTATOR

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COMERȚUL EXTERIOR

centrozap

KATOWICE— LIGONIA 7 — R. P. POLONĂ
CUTIA POŞTALĂ : 825
TELEFON : 513—401
TELEX : 31—416
TELEGRAME : CENTROZAP — KATOWICE



Livrările noastre complexe pentru turnătorie cuprind:

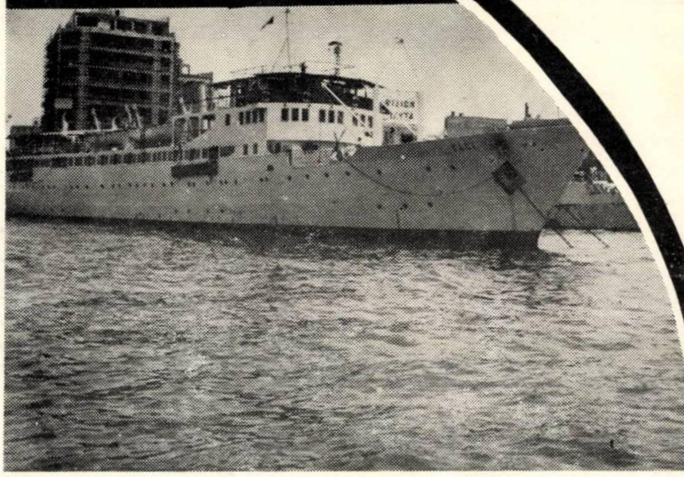
- Documentația tehnică (date de principiu, anteproiect, proiect tehnic, documentația pentru execuție) în domeniul :
  - echipamentului tehnologic
  - documentației geniu-civil
  - instalațiilor energetice
  - desprăfuirii și ventilației
- Furnitura (accesoriile) echipamentului.
- Montarea mașinilor noastre și a materialului de către personal tehnic sau supravegherea montării de către specialiștii noștri.
- Instruirea personalului clientului în uzinele noastre.
- Ajutor tehnic în timpul perioadei de garanție și după această perioadă.
- La cerere, am putea să luăm asupra noastră executarea tuturor lucrărilor de geniu civil și de montare, inclusiv realizarea construcției clădirilor propriu-zise ale turnătoriei și a celorlalte clădiri anexe.

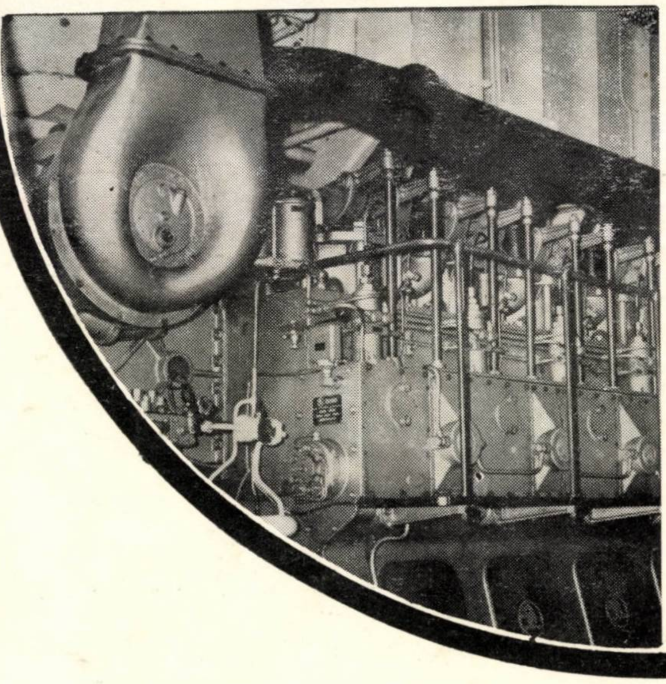
MAŞINI ŞI MATERIAL DE TURNĂTORIE

- Uscătoare-răcitoare pentru amestecuri de turnare, ventilatoare, ciururi și separatoare electromagnetice.
- Malaxoare pentru amestecuri de turnare și amestecuri pentru miezuri.
- Mașini de turnat prin scuturare și presiune și mașini de turnat prin jet de nisip.
- Cubilouri cu curent de aer rece și cu curent de aer cald.
- Grile pentru îndepărtat scoriile.
- Mașini de mărunțit și mașini de curățat hidraulice.
- Cuptoare pentru tratamentul termic al pieselor turnate.
- Material pentru manipulări.
- Aparate de laborator pentru amestecuri de turnare.

PUBLICOM

În fiecare port





cu trafic internațional intens, se găsesc vapoare de toate felurile: vase comerciale de transport, remorchere, ferryboturi, nave-pompă, nave ale vămii și ale poliției etc. Toate aceste nave trebuie echipate cu motoare care să prezinte siguranță în funcționare și care să permită navelor respective îndeplinirea rapidă și precisă a sarcinilor lor.

Faptul că motoarele marine Diesel SKODA sînt alese deîndată ce trebuie echipată o navă cu un motor care prezintă siguranță se datorește funcționării lor perfecte în orice condiții.

Mersul lor sigur, economicitatea în funcționare și întreținerea lor simplă au fost puse la încercare în cele mai grele condiții de funcționare. Nava M/S ELI I ancorată în portul Pireu este și ea prevăzută cu motoare marine Diesel SKODA 6L350 PN, avînd fiecare o putere de 980 CP și o turație de 375 rot/min.

○

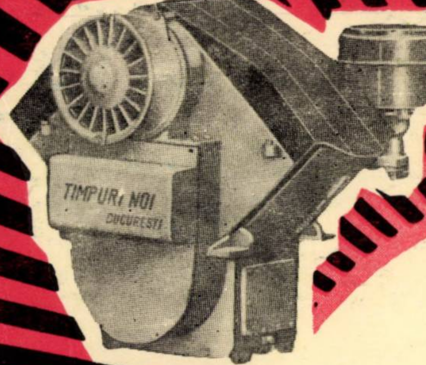
○

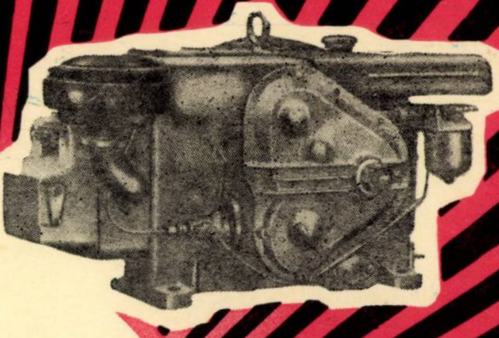
CEREȚI NUMAI MOTOARE DIESEL SKODA – MAȘINI PRODUCĂTOARE DE ENERGIE FOARTE REZISTENTE

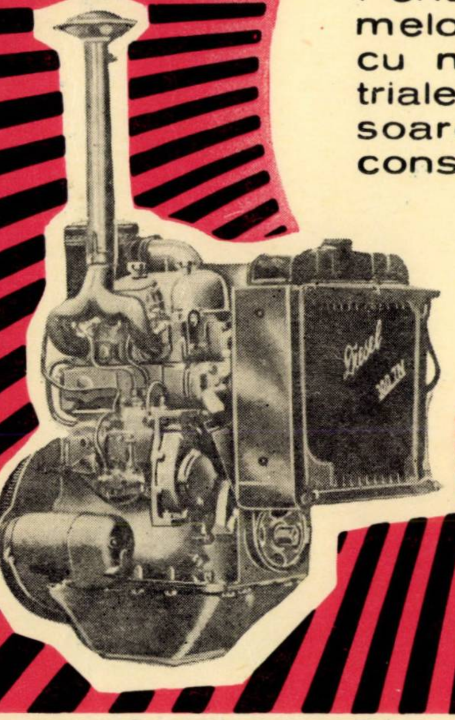
PENTRU INFORMAȚII MAI DETALIATE ADRESAȚI-VĂ LA:

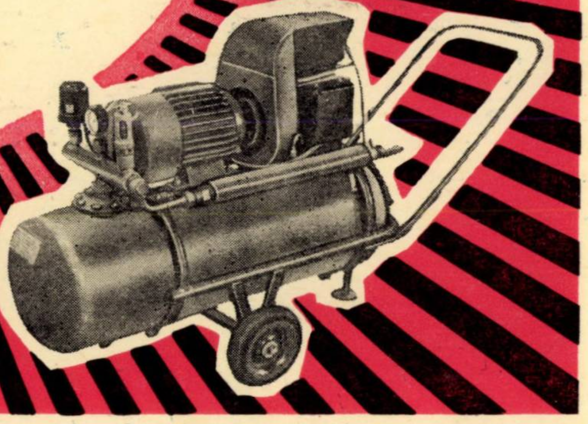
pragoinvest B.P. 890 PRAGA CEHOSLOVACIA

PUBLICOM









UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 — 35 KGF/CM² PENTRU

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

MARCĂ
UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI
INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variînd între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2.6

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unități de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
București
tel. 31.51.02

E 3279

CONSTRUCTIA DE MASINI

04

REFERATIVA

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

7

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXIII • nr. 7 • IULIE 1971

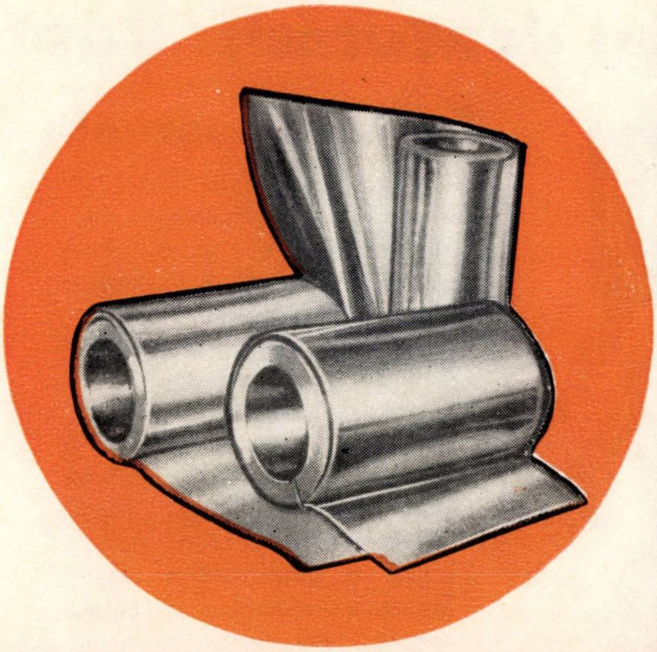
FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

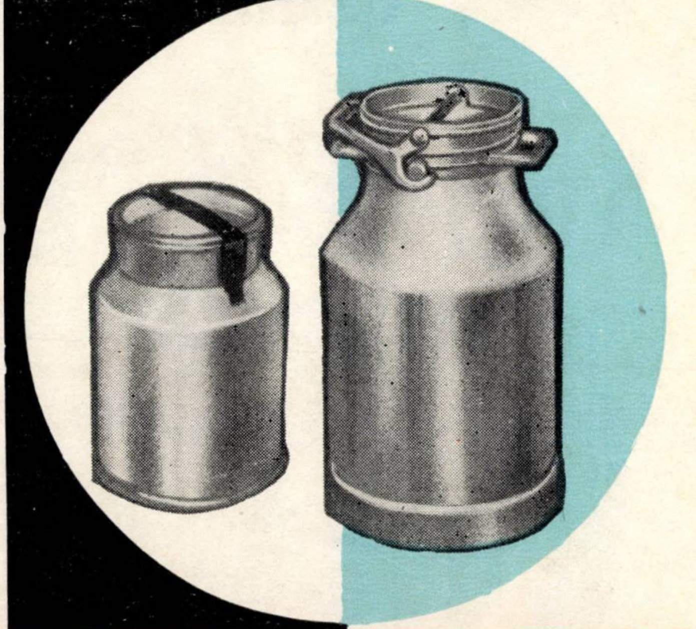
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca :
rulmenți radiali cu role cilindrice
pentru vagoane de călători și de marfă,
rulmenți pentru utilaj petrolier,
rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA





MICM *uzina*
metrom
BRAŞOV

produce

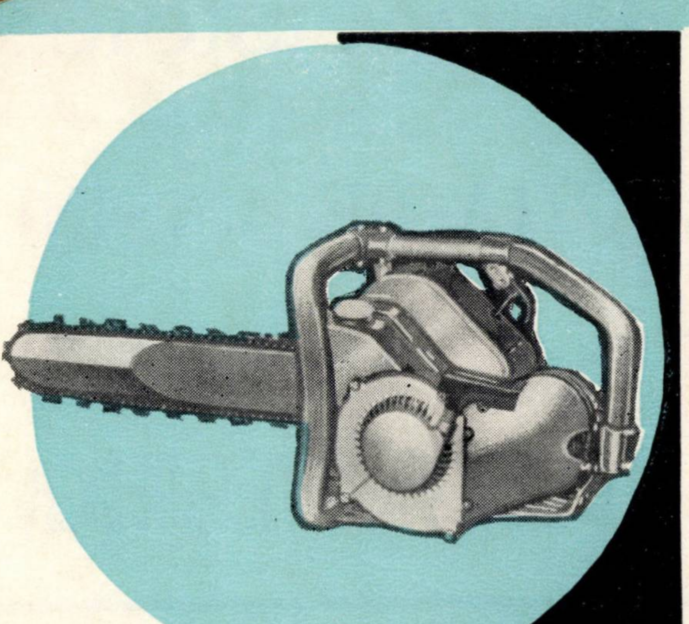
Table şi benzi din cupru, alamă şi aluminiu

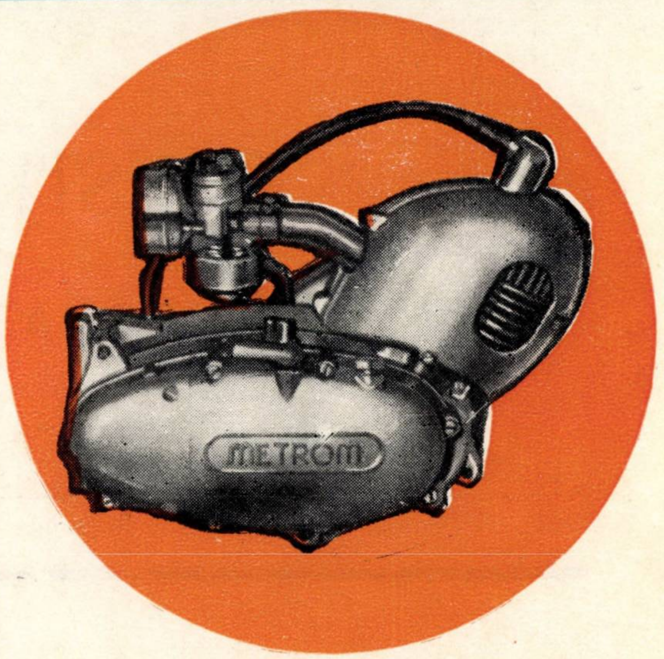
Bidoane de 10 şi 25 l pt. transportat produse lactate

Motoferăstrău

Motoare pentru motoreta MOBRA

Str. Carpaţilor nr. 60 Telefon 12920





* * * * **Uzina de Utilaj de Morărit Topleţ**

Topleţ—România

VDA1025

Valţul dublu automat VDA-1025 serveşte la zdrobirea, respectiv măcinarea grîului. Prin schimbarea riflurilor tăvălugilor şi a tipului cilindrilor de alimentare, valţul poate fi utilizat şi în mori de porumb, precum şi în fabrici de făină furajeră.

Valţul dublu automat este o construcţie robustă care elimină toate vibraţiile şi asigură funcţionarea maşinii la turaţie ridicată şi cu o productivitate mare. Structura monobloc a batiului asigură prelucrarea la maşini-unelte ca o piesă unică, ceea ce garantează paralelismul perfect al valţului de măcinare şi stabilitatea lui constantă.

MICM

UUMT

VALŢ DUBLU AUTOMAT

Abonaţi-vă

la revistele:

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

AUTOMATICA şi ELECTRONICA

ELECTROTEHNICA

MŰSZAKI KÖNYVTÁR
1883

CONSTRUCTIA DE MASINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXIII, IULIE 1971, Nr. 7,

CUPRINS

MOREGA, I.: Prezenţe româneşti pe piaţa mondială. Maşini şi utilaje moderne – contribuţie la consolidarea prestigiului României. 389

LĂZĂRESCU, E., BÎRJOIANU, AL.: Influenţa uzurii acelor de injector asupra debitului ciclic de combustibil injectat. 391

MAROŞ, D., GYENGE, C. ŞI ORLANDEA, N.: Calculul sculelor disc pentru prelucrarea şuruburilor pompelor elicoidale şi unele aspecte ale tehnologiei prelucrării acestor pompe. 394

NGUYEN, KAK LÂN: Consideraţii asupra metodelor de determinare a pierderilor mecanice ale motoarelor diesel, 402

OBACIU, GH.: Contribuţii la studiul proiectării maşinilor de electroeroziune. 405

OPREA, N.: Analiza factorilor care stabilesc domeniile de utilizare ale motoarelor răcite cu apă prin evaporare. 409

PERJU, D. KOVACS F. ŞI MĂRUŞTERU, ST.: Unele aspecte ale utilizării calculatorului electronic MECIPT-1 la rezolvarea unor probleme din domeniul teoriei mecanismelor. 415 C

POPESCU, I.: Contribuţii la determinarea relaţiei de calcul al vitezei de aşchiere la strunjire. 421

SONEA, P. şi SONEA, I.: Influenţa regimului tranzitoriu şi a formei de undă asupra oscilaţiilor electrodului de sudură. 424

VĂITEANU, D.: Poluarea şi reglajele motorului cu benzină. 430

ZUGRĂVEL, M. GAIGINSCHI, R. şi GOBJILĂ, I.: Aspecte ale relaţiei sistem de injecţie combustibil în cazul instalaţiilor utilizate la motoarele cu aprindere prin comprimare cu camera de ardere unitară. 433

DOCUMENTARE 439

RECENZIE 449

CRONICĂ 450

REVISTA REVISTELOR 451

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ — membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. AL. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. A. MOGA; ing. A. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. N. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU

S U M A R

CZ 621 (498)

Morega, I. : **Prezenţe româneşti pe piaţa mondială. Maşini şi utilaje moderne – contribuţie la consolidarea prestigiului României.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 7, p. 389–390

CZ 6621.694.21 ; 539.43

Lăzărescu, E. şi *Bîrjoianu, Al.* : **Influenţa uzurii acelor de injector asupra debitului ciclic de combustibil injectat.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 7, p. 391–393

CZ 621.91 ;621.882.2 ; 621.665.

Maroş, D., Gyenge, C. şi *Orlandea, N.* : **Calculul sculelor-disc pentru prelucrarea şuruburilor pompelor elicoidale şi unele aspecte ale tehnologiei prelucrării acestor pompe.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 7, p. 394–401

CZ 621.436

Nguyen, Khac Lân : **Consideraţii asupra metodelor de determinare a pierderilor mecanice ale motoarelor diesel.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 402–404

CZ 621.9.048.4.001.13

Obaciu, Gh. : **Contribuţii la studiul proiectării maşinilor de electroeroziune.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 405–409

CZ 621.43–716

Oprea, N. : **Analiza factorilor care stabilesc domeniile de utilizare ale motoarelor răcite cu apă prin evaporare.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 7, p. 409–414

CZ 621–231 ; 681.321

Perju, D., Kovacs, F. Măruşteru, St. : **Unele aspecte ale utilizării calculatorului electronic MECIPT-1 la rezolvarea unor probleme din domeniul teoriei mecanismelor.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 415–420

CZ 621.941.014.5.001.24

Popescu, I. : **Contribuţii la determinarea relaţiei de calcul al vitezei de aşchiere la strunjire.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 7, p. 421–423

CZ 621.791.7.037–752

Sonea, P. şi *Sonea, I.* : **Influenţa regimului tranzitoriu şi a formei de undă asupra oscilaţiilor electrodului de sudură.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 424–429

CZ 621. 431.73.068–53 ; 628.53

Văiteanu, D. ; **Poluarea şi reglajele motorului cu benzină.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 430–433

CZ 621.43.038

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. şi *Gobjilă, I.* : **Aspecte ale relaţiei sistem de injecţie combustibil, în cazul instalaţiilor utilizate la motoarele cu aprindere prin comprimare cu camera de ardere unitară.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, 433–439

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director : 14.62.67 ; Redacţia : Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300. Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia".Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2397.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621 (498)

Морега, И.: **Румынские изделия на мировом рынке. Современные машины и оборудование — вклад в упрочнение престижа Румынии.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 389–390

ДК 621.694.21:539.43

Лэзэреску, Е. и *Бырджояну, Ал.*: **Влияние износа игл инжектора на циклический дебит впрыскиваемого топлива.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 391–393

ДК 621.91 ; 621.882.2 ; 621.665

Марош, Д., Шаба, Г. и *Орландя, Н.*: **Расчет дисковых инструментов для обработки винтов геликоидальных насосов и некоторые аспекты технологии обработки этих насосов.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 394–401

ДК 621.436

Нгуен Кхак Лын: **О методах определения механических потерь на дизельных двигателях.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 402–404

ДК 621.9.048.4.001.13

Обачю, Г.: **Исследование проектирования электроэрозионных машин.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 405–409

ДК 621.43–716

Опря, Н.: **Анализ факторов, устанавливающих области использования двигателей с пароводняным охлаждением.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 7, стр. 409–414

ДК 621–231:681.321

Перджу, Д., Ковач, Ф., Мэрущтеру, Шт. **Некоторые аспекты применения электронной вычислительной машины MECIPT— 1 для разрешения задач из области теории механизмов**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 415–420

ДК 621.941.014.5.001.24

Попеску, И.: **К вопросу определения соотношения расчета скорости резания при обточке.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 421–423

ДК 621.791.7.037–752

Соня, П. и *Соня, И.*: **Влияние неустановившегося режима и формы волны на колебания сварочного электрода.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 7, стр. 424–429

ДК 621.431.73.068–53 ; 628.53

Вэйтяну, Д. **Загрязнение и наладки бензинового двигателя.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 7, стр. 430–433

ДК 621.43.038

Зугрэвел, М., Гаиджински, Р. и *Гобжилэ, И.* **Аспекты отношения системы впрыска топлива в случае установок, применяемых на двигателях с единой камерой сгорания и с зажиганием путем сжатия.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 7, стр. 433–439

INHALT

DK 621(498)

Morega, I. : **Rumänien auf dem Weltmarkt vertreten. Moderne Maschinen und Ausrüstungen — ein Beitrag zur Festigung des Ansehens Rumäniens.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 389–390

DK 621.694.21 ; 539.43

Lăzărescu, E. und *Bîrjoianu, Al.* : **Einfluss des Verschliesses der Einspritznadeln auf den zyklischen Durchfluss des eingespritzen Treibstoffs.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 391–393

DK 621.91 ; 621.882.2 ; 621.665

Maros, D., Gyenge, C. und *Orlandea, N.* : **Berechnung der Scheibenwerkzeuge für die Bearbeitung der Schrauben für Schraubenpumpen und einige Aspekte der Bearbeitungstechnologie dieser Pumpen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 394–401

DK 621.436

Nguyen Khac Lân : **Erwägungen in bezug auf die Methoden zur Bestimmung der mechanischen Verluste an Dieselmotoren.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 402–404

DK 621.9.048.4.001.13

Obaciu, Gh. : **Beiträge zum Studium des Entwurfs von Elektroerosionsmaschinen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 405–409

DK 621.43–716

Oprea, N. : **Analyse der Faktoren, die die Anwendungsbereiche der durch Wasserverdampfung gekühlten Motoren bestimmen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 409–414

DK 621–231 ; 681.321

Perju, D., Kovacs, F., Mărușteru, St. : **Einige Aspekte des Einsatzes des elektronischen Rechners MECIPT-1 bei der Lösung einiger Probleme im Bereich der Mechanismentheorie.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 415–420

DK 621.941.014.5.001.24

Popescu, I. : **Beiträge zur Bestimmung der Berechnungsrelation der Spangeschwindigkeit beim Abdrehen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 421–423

DK 621.791.7.037–752

Sonea, P. und *Sonea, I.* : **Einfluss des Übergangsbetriebs und der Wellenform auf die Schwingung der Schweisselektrode.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 424–429

DK 621.431.73.068–53 ; 628.53

Văiteanu, D. : **Luftverschmutzung und Einstellung des Benzinmotors.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 430–433

DK 621.43.038

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. und *Gobjilă, I.* : **Aspekte der Beziehung des Systems der Brennstoffeinspritzung bei Vorrichtungen an Verdichtungsbrennkraftmotoren mit einheitlicher Brennkammer.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 7, S. 433–439

SOMMAIRE

CD 621 (498)

Morega, I. : **Présences roumaines sur le marché mondial. Machines et outillages modernes, contribution à la consolidation du prestige de la Roumanie.**

Construcţia de Mqşini 23 (1971), no. 7, p. 389−390

CD 621.694.21 ; 539.43

Lăzărescu, E. et *Bîrjoianu, Al.* : **L'influence de l'usure des aiguilles de l'injecteur sur le débit cyclique du combustible injecté.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 391−393

CD 621.91 ; 621.882.2 ; 621.665

Maros, D., Gyenge, C. et *Orlandea, N.* : **Le calcul des outils-disques pour l'usinage des vis des pompes hélicoïdales et quelques aspects de la technologie de l'usinage de ces pompes.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 394−401

CD 621.436

Nguyen Khac Lân : **Considérations sur les méthodes de détermination des pertes mécaniques des moteurs diesel.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 402−404

CD 621.9.048.4.001.13

Obaciu, Gh. : **Contributions à l'étude des projets des machines électroérosives.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 405−409

CD 621.43−716

Oprea, N. : **L'analyse des facteurs qui servent à établir les domaines d'emploi des moteurs refroidis par évaporation d'eau.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 409−414

CD 621−231 ; 628.321

Perju, D., Kovacs, F. et *Mărușteru, St.* : **Quelques aspects de l'emploi du calculateur électronique MECIPT-1 pour résoudre certains problèmes de la théorie des mécanismes.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 415−420

CD 621.941.014.5.001.24

Popescu, I. : **Contributions à la détermination de la relation mathématique concernant la vitesse de coupe lors du chariotage.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 421−423

CD 621.791.7.037−752

Sonea, P. et *Sonea, I.* : **L'influence du régime transitoire et de la forme de l'onde sur les oscillations de l'électrode pour soudage.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 424−429

CD 621.431.73.068−53 ; 628.53

Văiteanu, D. : **La pollution et les réglages du moteur à essence.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 430−433

CD 621.43−038

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. et *Gobjilă, I.* : **Aspects de la relation système d'injection — combustible dans le cas des moteurs à allumage par compression, à chambre de combustion unitaire.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 7, p. 433−439

CONTENTS

DC 621 (498)

Morega, I. : **Romania's presence in the international market — a contribution to the country's rising prestige.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 389−390

DC 621.694.21 ; 539.43

Lăzărescu, E. and *Bîrjoianu, Al.* : **The influence of the wear of injector needles on the cyclical output of injected fuel**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 391−393

DC 621.91 ; 621.882.2 ; 621.665

Maros, D., Gyenge, C. and *Orlandea, N.* : **Calculation of disk-tools for machining of helical pump screws and some aspects of the fabrication technology of these pumps.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 394−401

DC 621.436

Nguyen Khac Lân : **Considerations on methods for the determination of mechanical loss in diesel motors.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 402−404

DC 621.9.048.4.001.13

Obaciu, Gh. : **Contributions to the designing study of electro-erosion machines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7 p. 405−409

DC 621.43−716

Oprea, N. : **Analysis of the factors which delineate the utilization fields of motors cooled by water evaporation.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 409−414

DC 621.231 ; 681.321

Perju, D., Kovacs, F., Mărușteru, St. : **Utilization of MECIPT-1 electronic computer in solving certain mechanism theory problems.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 415−420

DC 621.941.014.5.001.24

Popescu, I. : **Contributions to the determination of the calculus relation of the cutting speed in turning operations.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 421−423

DC 621.791.7.037−752

Sonea, P. and *Sonea, I.* : **Influence of transitory regime and wave form on the oscillations of welding electrodes.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 424−429

DC 621.431.73.068−53 ; 628.53

Văiteanu, D. : **Pollution and the controls of gasoline motors.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 430−433

DC 621.43.038

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. and *Gobjilă, I.* : **Some aspects of the relation injection system-fuel in the installations utilized in compression ignition engines with unitary combustion chamber.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 7, p. 433−439

CZ 621 (498)

Prezenţe româneşti pe piaţa mondială. Maşini şi utilaje moderne — contribuţie la consolidarea prestigiului României

Ing. Ion MOREGA – adjunct al ministrului Industriei Construcţiilor de Maşini

În perioada ultimelor decenii, datorită muncii pline de abnegaţie a întregului nostru popor sub conducerea Partidului Comunist Român, România Socialistă a devenit o ţară cu o economie dinamică, bazată pe o industrie puternică şi în plină dezvoltare ce îşi afirmă din ce în ce mai mult prezenţa pe piaţa mondială.

Avîntul economic al României, ca urmare a aplicării politicii partidului cu privire la industrializarea socialistă, a mărit posibilităţile de participare a produselor româneşti la circuitul economic mondial, a sporit aportul ei la adîncirea diviziunii internaţionale a muncii şi a determinat dezvoltarea ei rapidă în continuare. Promovarea susţinută a progresului tehnic în toate ramurile, diversificarea producţiei şi ridicarea neîncetată a calităţii produselor au avut şi au efecte directe atît asupra volumului cît şi asupra structurii comerţului nostru exterior.

Exportul total al României a crescut în ultimul deceniu de peste 3 ori, înregistrînd un ritm mediu anual de circa 11,8%, iar aportul construcţiei de maşini la acest export total a fost substanţial, contribuţia ei sporind de peste 5 ori cu un ritm mediu anual de 17%.

În momentul de faţă, exportul de maşini şi utilaje reprezintă circa un sfert (24%) din volumul exportului total şi 25% din producţia totală a acestei ramuri.

Împreună cu produsele chimice, maşinile constituie în prezent circa 1/3 din totalul exportului, ceea ce reprezintă un veritabil salt în comparaţie cu perioada antebelică, în care aceste produse reprezentau împreună doar 0,6% din exporturi.

În multe ţări, dintre care unele cu reputaţie bine stabilită de producători de utilaje, se întîlnesc azi maşini de construcţie românească de înaltă tehnicitate ca : maşini-unelte, autovehicule, utilaj electrotehnic şi electronic, locomotive diesel electrice şi hidraulice magistrale, produse ale mecanicii fine şi tractoare.

Un aspect care ilustrează posibilităţile sporite de care dispune ţara noastră în cadrul schimburilor mondiale îl constituie şi construcţia de instalaţii complete româneşti în ţările în curs de dezvoltare. România a construit sau construieşte în aceste ţări un număr important de obiective industriale ca, de exemplu, fabrica de tractoare de la Tabriz – Iran, complexele pentru industrializarea lemnului din Ceylon, Ghana şi Iran, fabricile de produse sodice din R.A.U. şi Iran, Fabrica de acid sulfuric din Turcia, rafinăriile şi centralele electrice din India etc. şi participă la prospectarea şi punerea în exploatare a bogăţiilor naturale din aceste ţări şi, în special, a ţiţeiului.

În domeniul utilajului petrolier, România se situează pe primele locuri pe plan mondial, atît la export, cît şi în ceea ce priveşte producţia.

În ultimii 10 ani au fost livrate peste graniţă peste 500 de instalaţii de foraj de toate tipurile şi peste 600 de agregate de cimentare fără a mai vorbi de accesorii, scule şi piese de schimb. Instalaţiile noastre sînt prezentate într-un număr mare de ţări (U.R.S.S., R.P.C., R.D.G., R.P.U., R.P.P., R.P.B., R.P.D.C., R.S.C. şi Cuba, precum şi India, Brazilia, Argentina, Algeria, Birmania, Turcia, Egipt şi Ghana).

O dată cu creşterea volumului valoric al produselor exportate a avut loc şi o constantă diversificare a nomenclatorului lor.

Echipamentul petrolier, care la începutul deceniului trecut era reprezentat de un sortiment restrîns în care figurau 2–3 tipuri de instalaţii pentru foraj, reprezintă la ora actuală grupa cu diversificarea cea mai pronunţată, dispunînd de o gamă completă de instalaţii pentru foraj şi un sortiment variat de accesorii şi scule.

Grupa de tractoare şi maşini agricole era reprezentată la export în anul 1961 de un singur tip de tractor şi cîteva utilaje agricole. În momentul de faţă ea cuprinde peste 14 tipuri de tractoare – în variante pe roţi sau pe şenile – şi o serie de maşini agricole moderne cum sînt, de pildă, combina autopropulsată C-12 şi motocositoarea ,,Carpatina".

Alte două grupe al căror export a cunoscut o diversificare substanţială sînt grupele de autovehicule şi maşini-unelte.

În 1964 România exporta două tipuri de autocamioane, pentru ca azi să oferim la export circa 19 tipuri de autocamioane şi derivate, autoutilitare, autobuze şi autoturisme, în mai multe variante constructive.

Grupa ,,maşinilor-unelte" s-a diversificat, de asemenea, substanţial atît prin asimilarea şi extinderea licenţelor achiziţionate (Morando, Fortuna, Giustina, Novaressi etc.), cît şi prin dezvoltarea concepţiei proprii. Numai la subgrupa ,,maşinilor-unelte pentru prelucrarea metalelor'' s-a ajuns în cursul anului 1970 la peste 35 de tipuri cu posibilităţi de execuţie în mai multe variante constructive.

Structura exportului total al ţării noastre va fi îmbunătăţită în continuare prin creşterea ponderii grupei de maşini şi utilaje.

În perioada cincinalului actual cînd producţia de maşini şi utilaje va înregistra o creştere de 2 ori, iar exportul acestora o creştere de 2,2 ori, ponderea acestei grupe va spori la 29% din exportul României, ceea ce va situa structura exportului ţării noastre la un nivel comparabil cu cel al unor ţări dezvoltate din punct de vedere industrial.

Ca urmare a preocupărilor constructorilor de maşini de a perfecţiona structura producţiei industriale şi de a o moderniza se vor crea noi posibilităţi de diversificare a exportului de maşini şi utilaje şi de sporire a ponderii produselor cu grad ridicat de prelucrare în cadrul său.

Se prevede astfel ca în această perioadă să crească mai rapid producţia industriei electronice (de 2,7 ori), a mecanicii fine (de 4,3 ori) şi a industriei de maşini-unelte (de 3 ori), astfel ca aportul lor în exportul total de maşini şi utilaje să depăşească 20% în anul 1975. Totodată va creşte şi ponderea altor grupe principale, ca de exemplu autocamioane şi tractoare, ca urmare a diversificării şi asimilării de noi tipuri.

Exportul de maşini şi utilaje va deţine în continuare o pondere ridicată în schimburile cu ţările socialiste.

În acelaşi timp se vor dezvolta continuu şi livrările de maşini şi utilaje către celelalte ţări. În ultimii ani, aceste livrări au crescut substanţial, iar în actualul cincinal această tendinţă se va menţine ajungînd ca în 1975 ele să depăşească nivelul anului 1971 de 2 ori şi pe cel al anului 1965 de 12 ori.

Pornind de la analiza aprofundată a influenţei revoluţiei tehnico-ştiinţifice asupra relaţiilor economice internaţionale, România acordă o atenţie deosebită promovării cooperării economice şi tehnico-ştiinţifice în domeniul construcţiei de maşini cu toate ţările, în condiţiile respectării suveranităţii şi independenţei naţionale, neamestecului în treburile interne, egalităţii în drepturi şi avantajului reciproc.

În vederea realizării acţiunilor de colaborare şi cooperare economică, cu alte state, aşa cum s-a subliniat şi la Consfătuirea privind activitatea de comerţ exterior (3—5 februarie 1971), România practică şi promovează forme variate, menite să cointereseze partenerii, ca de exemplu :

— Construirea în R.S. România de obiective economice şi noi capacităţi de producţie pentru care partenerii să livreze instalaţii şi utilaje, documentaţii şi asistenţă tehnică, pe credit, cu rambursarea acestuia prin livrări de utilaje româneşti sau alte forme reciproc avantajoase.

— Participarea partenerilor la realizarea de investiţii, la dezvoltarea, modernizarea şi îmbunătăţirea organizării producţiei sau tehnologiei de fabricaţie în R.S. România.

— Participarea R. S. România la construirea în alte ţări de obiective economice sau capacităţi de producţie în industrie şi alte ramuri, prin livrări de instalaţii, utilaje, documentaţii şi asistenţă tehnică, cu rambursarea contribuţiei părţii române prin livrări din produsele obţinute sau alte mărfuri convenite.

— Cooperarea şi specializarea, pe bază de acorduri şi contracte bi-şi multilaterale de lungă durată, la fabricarea de instalaţii, maşini şi utilaje, subansambluri şi piese pentru nevoile părţilor sau pentru export pe terţe pieţe.

— Fabricarea unor produse pe baza licenţelor, brevetelor sau altor documentaţii ale partenerilor, pentru nevoile celor două părţi şi export pe alte pieţe.

— Cooperarea şi colaborarea în domeniul cercetării şi proiectării, între institute similare din diferite ţări, în vederea valorificării potenţialului ştiinţific şi material, şi aplicarea rezultatelor obţinute în producţie în domenii de interes reciproc.

Utilizarea intensivă a cooperării în producţie cu firme din ţările industriale dezvoltate, precum şi intensificarea cooperării în domeniul comercializării produselor româneşti prin societăţi mixte care au în sfera lor de activitate vînzarea de bunuri de echipament românesc — constituie calea principală de intensificare şi continuă îmbunătăţire a structurii exportului românesc de maşini şi utilaje.

CZ 621.694.21 ; 539.43

Influenţa uzurii acelor de injector asupra debitului ciclic de combustibil injectat

Dr. ing. Emil LĂZĂRESCU – Centrul de cercetări tehnice – Iaşi

Drd. Alecsandru BÎRJOIANU – Centrul de cercetări tehnice – Iaşi

Într-o lucrare publicată anterior [1] au fost arătate cîteva dintre problemele pe care le ridică eroziunea cavitaţională produsă cu ajutorul ultrasunetelor. În lucrarea de faţă se prezintă o metodică de cercetare experimentală a uzurii acelor de injector prin fenomenul de cavitaţie şi influenţa acestei eroziuni asupra debitului ciclic de combustibil injectat, la sistemul de injecţie al motorului D-103.

Uzura prin cavitaţie la elementele sistemului de injecţie producîndu-se prin modificări continue, destul de dificil de apreciat din punct de vedere cantitativ şi în locuri greu accesibile, cercetarea şi măsurarea ei prin metode de cîntărire prezintă unele inconveniente : este cunoscut faptul că, pentru fiecare dintre părţile componente ale sistemului de injecţie, toleranţele jocului fiind foarte mici, şi uzurile care înrăutăţesc regimul funcţional sînt de asemenea foarte mici şi greu de apreciat prin cîntărire. [2], [3].

Din acest motiv, autorii îşi propun să măsoare gradul de uzură cavitaţională la acele de injector prin metoda profilografierii şi să determine influenţa gradului de uzură cavitaţională asupra debitului ciclic de combustibi injectat.

Instalaţia experimentală

Instalaţia pe care s-au ridicat profilogramele care redau abaterea de la circularitate a acelor de injector include aparatul tip „Talyrond-51" pentru măsurarea circularităţii.

Instalaţia pentru determinarea debitului ciclic de combustibil injectat include un stand pentru încercat pompele de injecţie tip Mirköz-R.P.U. (fig. 1).

Metodica de lucru

Pentru măsurarea gradului de uzură cavitaţională la acele de injector, s-au ridicat cîte trei profilograme succesive, înainte şi după diverse regimuri de lucru, în acelaşi loc, în zona conică şi zona cilindrică, la fiecare piesă cercetată.

Piesele cercetate s-au grupat astfel : grupa I, acele de injector neacoperite cu pelicule protectoare galvanice ; grupa II, ace de injector nichelate şi grupa III, ace de injector cromate.

Analiza formei geometrice a acelor de injector s-a făcut în urma unei perioade de lucru de 30 ore pentru fiecare grupă şi pentru cele trei regimuri diferite de funcţionare şi anume :

1. funcţionare normală a sistemului de injecţie (cu motorina folosită în aceleaşi condiţii ca pe tractor) ;

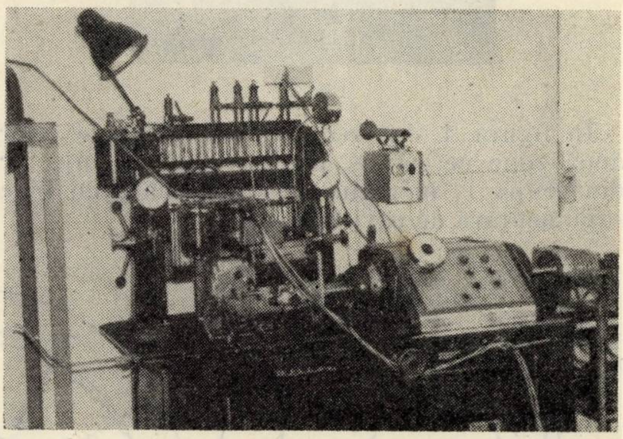


Fig. 1

2. funcţionare cu motorină avînd bule de cavitaţie suplimentare [8].
3. funcţionare cu motorină dezaerată termic la o temperatură de circa 75—80 °C (fără bule gazoase).

Rezultate experimentale

Profilogramele obţinute nu redau profilul piesei la scară mărită, ci numai abaterile radiale faţă de secţiunea circulară prescrisă.

Din analiza profilogramelor obţinute s-au putut determina abaterile de la circularitate în cele două zone cercetate, iar valorile respective sînt redate în tabela 1.

Din tabela 1 se constată că, în cazul regimului de funcţionare cu motorină dezaerată termic, excentricitatea profilului este foarte redusă, profilul conturului exterior al acului prezintă aproximativ acelaşi contur cu cercul ideal maxim înscris în acest contur. Totuşi, în anumite zone de pe vîrful conic al acului, se remarcă o abatere de la circularitate. Aceste zone de maxime apar şi în celelalte două regimuri de funcţionare cercetate.

În figura 2 se arată imaginea unui ac de injector, cu indicarea zonelor (a, b) în care s-au efectuat profilogramele.

În figura 3 sînt redate profilogramele celor două zone cercetate (a — zona conică ; b — zona cilindrică), pentru acele din grupa I, în regim normal de funcţionare.

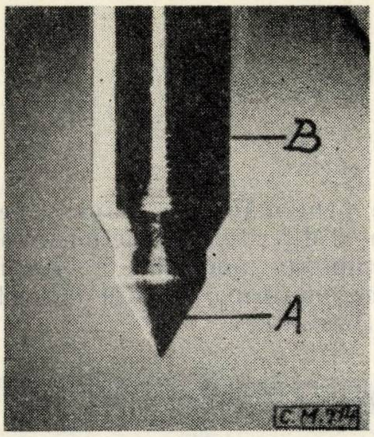


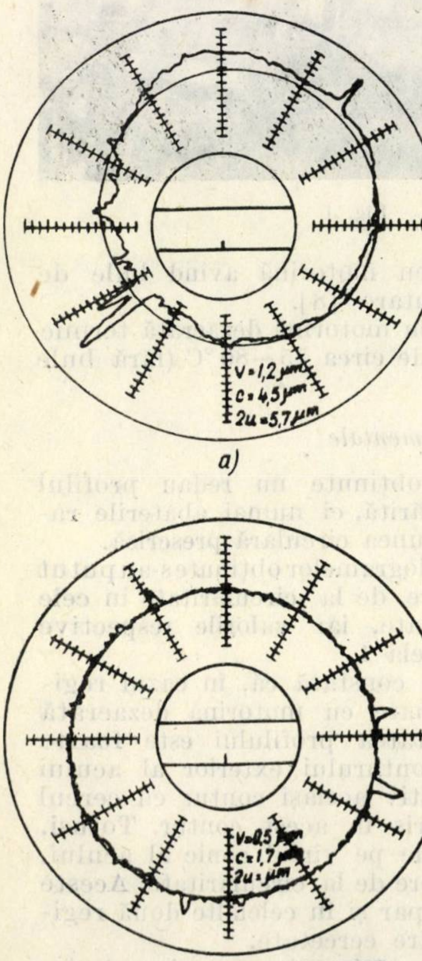
Fig. 2

În figura 4 sînt redate profilogramele celor două zone cercetate, pentru acele de injector din grupa I, în regim de funcţionare cu bule suplimentare de cavitaţie.

Tabela 1

Grupa	Regim de funcţionare	Amplitudinea abaterilor de la circularitate, în µm	
		zona conică a acului	zona cilindrică a acului
I	Normal	5,7	2,2
	Cu bule suplimentare	6,3	1,5
	Motorină dezaerată	2,65	0,4
II- a	Normal	2,6	0,58
	Cu bule suplimentare	5,5	0,5
	Motorină dezaerată	1,94	0,68
III-a	Normal	2,0	1,76
	Cu bule suplimentare	2,2	2,9
	Motorină dezaerată	1,5	0,48

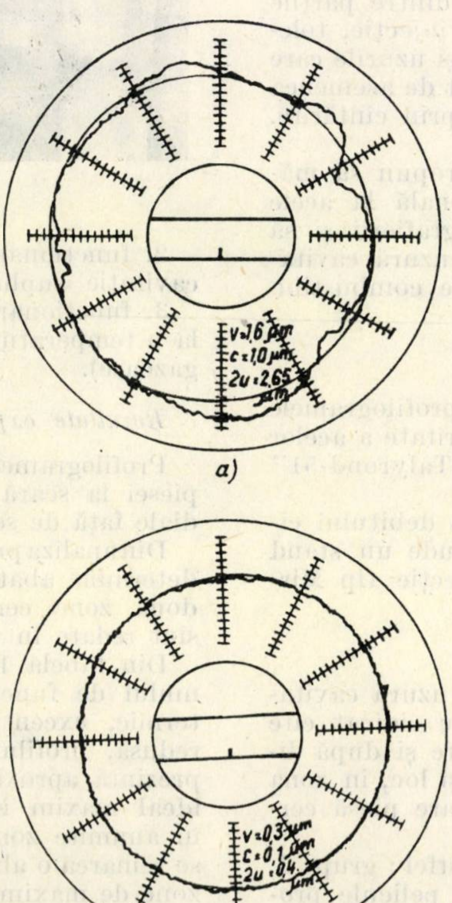
În figura 5 sînt redate profilogramele celor două zone cercetate, pentru acele din grupa I, în regim de funcţionare cu motorină dezaerată



a)

b)

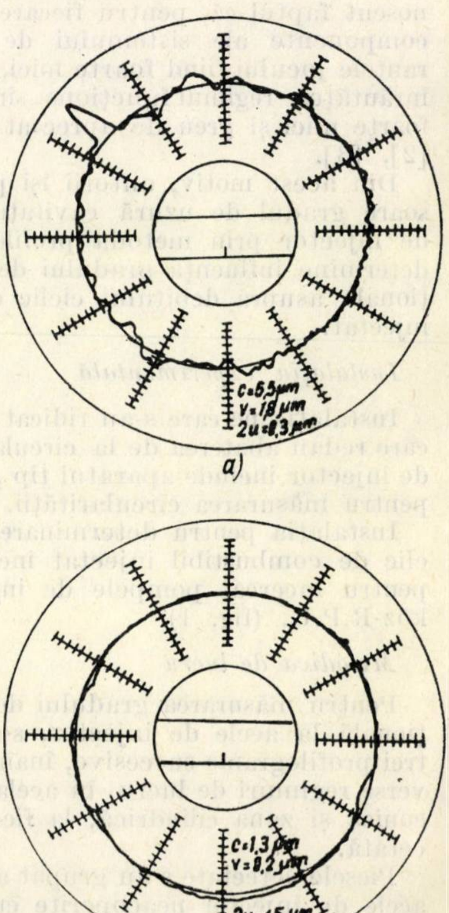
Fig. 3



a)

b)

Fig. 4



a)

b)

Fig. 5

Tabela

Turaţia pompei rot/min	Debitul ciclic pe elementul I al pompei			Debitul ciclic pe elementul II al pompei			Debitul ciclic pe elementul III al pompei			Debitul ciclic pe elementul IV al pompei		
	Cu funcţionare normală mm³	Cu bule suplim. mm³	Motorină dezaerată mm³	Cu funcţionare normală mm³	Cu bule suplim. mm³/ciclu	Motorină dezaerată mm³/ciclu	Cu funcţionare normală mm³/ciclu	Cu bule suplim. mm³/ciclu	Motorină dezaerată mm³/ciclu	Cu funcţionare normală, mm³/ciclu	Cu bule suplim. mm³/ciclu	Motorină dezaerată mm³/ciclu
200	83	84	78	81,5	81	76	80	81	77	83	85	81
300	84	84	76	82,5	82,5	76	83	83,5	79	87	88	82
400	84	83,5	76	82	80,5	76	85,5	85	82	89	89	83
500	82	81	77	82	80	76	85	85	81	88	88	85
600	78	78	74	78	77	74	83	84	80	85	86	83
700	78	71,5	69	75	73	70	80,5	80	77	80	80	77
800	69,4	66	68,5	73,5	71	69	79	76	76	79	76	76
900	60,5	53	64	64	58	67	70	63	74	72	65	74

Nota: numerotarea elemenţilor pompei începe de la regulator.

termic. Şi în figurile 4 şi 5 profilograma a) corespunde zonei conice, iar profilograma b), zonei cilindrice.

În a doua etapă a încercărilor experimentale, s-a măsurat debitul eiclic de combustibil injectat pentru cei patru cilindri ai pompei U. 24—FS4—8 × 10.

Valorile medii obţinute în urma efectuării unui număr mare de măsurări pentru debitul ciclic de combustibil injectat, pentru cele trei regimuri de funcţionare, sînt sistematizate în tabela 2.

Concluzii

1. Abaterile de la circularitate sînt mai mari în zona conică a acului decît în zona cilindrică, la toate regimurile de funcţionare.

2. Abaterile de la circularitate în zona conică sînt mai mari în cazul regimului de funcţionare cu bule suplimentare decît la regimul normal. Acest fapt evidenţiază intensificarea uzurii prin cavitaţie o dată cu creşterea conţinutului de gaze din combustibil.

3. Abaterile de la circularitate în zona conică sînt mai mici în cazul regimului de funcţionare cu motorină dezaerată, decît în cazul celorlalte două regimuri. Acest fapt evidenţiază diminuarea fenomenului de uzură prin cavitaţie o dată cu scăderea conţinutului de gaze din combustibil.

4. Gradul de uzură este mai mic la piesele acoperite cu strat protector (la turaţiile pompei mai mari de 400 rot/min).

5. O dată cu creşterea turaţiei, debitul ciclic pe element scade la toate regimurile de funcţionare.

6. La regimul de funcţionare cu bule suplimentare, debitul ciclic pe element scade cu creşterea turaţiei mai repede decît în cazul regimului normal de funcţionare. Aceasta se explică prin creşterea volumului de bule gazoase.

7. Debitul ciclic pe element în cazul regimului de funcţionare cu motorină dezaerată termic este în general mai mic decît în cazul celorlalte două regimuri de funcţionare, cu excepţia turaţiei pompei de 900 rot/min, unde este mai mare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, E.* ş.a. Comportarea ţevilor sudate la eroziunea cavitaţională. În : Metalurgia, nr. 6, 1968, p. 339—342.

[2] *Lăzărescu, E.* ş.a. Comportarea ţevilor sudate sub acţiunea coroziunii şi eroziunii prin vibraţii mecanice în diverse medii. În : Metalurgia, nr. 9, 1968, p. 513—517.

[3] *Monnot, G.* ş.a. Étude de l'usure des systèmes d'injection par la méthode des radiotraceurs. În : Revue de l'Institut Français du pétrole, nr. 5, 1961 şi nr. 12, 1962.

[4] *Mihai, G. N.* Despre uzura elementelor pompei de injecţie. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1967, p. 148—153.

[5] *Munteanu, G.* ş.a. Instalaţie radiometrică pentru cercetarea uzurii acelor de injector. În : Construcţia de Maşini, nr. 8—9, 1967.

[6] *Olszewski, J. D.* Die Verhütung der Kavitationserosion in Einspritzleitungen durch eine neuartige Gleichdruckentlastung. În : M.T.Z. 29, nr. 5, 1968, p. 188—199.

[7] *Popa, B. ş.a.* Rodarea şi uzura motoarelor cu ardere internă. Bucureşti, Edit. tehnică, 1967.

[8] *Simionescu, A., Bîrjoianu, Al.,* Homutescu, *A.*, Lăzărescu, E. Influenţa aerului introdus în circuitul de alimentare, asupra consumului de combustibil la motorul D-103. Comunicare prezentată la Sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic-Iaşi, 2 iulie 1970.

CZ 621.91 ; 621.882.2 ; 621.665

Calculul sculelor disc pentru prelucrarea șuruburilor pompelor elicoidale și unele aspecte ale tehnologiei prelucrării acestor pompe

Dr. ing. Dezideriu MAROS – Institutul politehnic – Cluj
Ing. Csaba GYENGE – Uzina mecanică – Cugir
Ing. Nicolae ORLANDEA – Institutul politehnic – Cluj

În cazul producției de serie a șuruburilor pompelor elicoidale este indicată folosirea sculelor disc cu mișcare principală de rotație.

Pentru determinarea profilelor sculelor în acest caz, problema nu mai poate fi tratată ca plană. În continuare se va arăta determinarea profilelor sculelor și a șabloanelor de control pentru varianta *I* corijată [1].

Ecuația flancului șurubului prin imprimarea unei mișcări elicoidale, de parametru h și rotație v, profilului determinat ca în ecuația (1) [1] va fi:

$$
\begin{aligned}
x &= (r_1 + r_2)\sin(\alpha + \varphi + v) - \\
&\quad -(r_2 - a)\sin\left(\alpha + \frac{r_1}{r_2}\varphi + \varphi + v\right), \\
y &= h \cdot v, \qquad\qquad (1) \\
z &= (r_1 + r_2)\cos(\alpha + \varphi + v) - \\
&\quad -(r_2 - a)\cos\left(\alpha + \frac{r_1}{r_2}\varphi + \varphi + v\right),
\end{aligned}
$$

unde φ și v sînt cei doi parametri ai flancului:

φ este parametrul care determină poziția punctului în secțiunea frontală;

v — unghiul de rotație al mișcării elicoidale, prin care punctul determinat în plan de φ se deplasează de-a lungul elicei corespunzătoare de pe flanc.

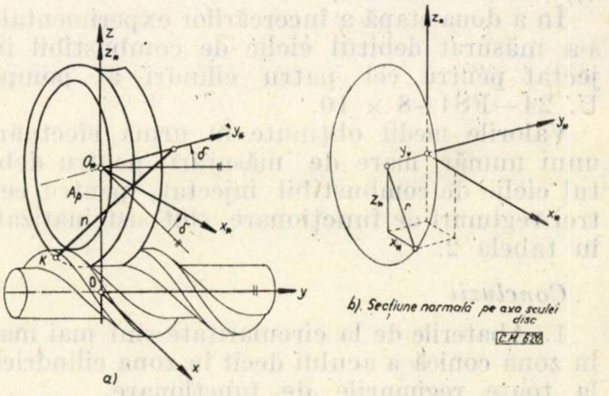
Ecuația normalei n (fig. 1) într-un punct al suprafeței elicoidale conform [3] este:

$$
n_x = \begin{vmatrix} \dfrac{\partial y}{\partial \varphi} & \dfrac{\partial z}{\partial \varphi} \\[2ex] \dfrac{\partial y}{\partial v} & \dfrac{\partial z}{\partial v} \end{vmatrix}, \quad
n_y = \begin{vmatrix} \dfrac{\partial z}{\partial \varphi} & \dfrac{\partial x}{\partial \varphi} \\[2ex] \dfrac{\partial z}{\partial v} & \dfrac{\partial x}{\partial v} \end{vmatrix},
$$

$$
n_z = \begin{vmatrix} \dfrac{\partial x}{\partial \varphi} & \dfrac{\partial y}{\partial \varphi} \\[2ex] \dfrac{\partial x}{\partial v} & \dfrac{\partial y}{\partial v} \end{vmatrix}. \qquad (2)
$$

Dezvoltînd determinanții și derivînd parțial ecuațiile (1) se obține:

$$
\begin{aligned}
n_x &= h\Big[(r_1 + r_2)\sin(\alpha + \varphi + v) - \\
&\quad -\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)(r_2 - a)\sin\left(\alpha + \frac{r_1}{r_2} + \varphi + \varphi + v\right)\Big], \\
n_y &= \frac{r_1}{r_2}(r_2 - a)(r_1 + r_2)\sin\frac{r_1}{r_2}\varphi, \qquad\qquad (3) \\
n_z &= h\Big[(r_1 + r_2)\cos(\alpha + \varphi + v) - \\
&\quad -\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)(r_2 - a)\cos\left(\alpha + \frac{r_1}{r_2}\varphi + \varphi + v\right)\Big].
\end{aligned}
$$



b). Secțiune normală pe axa sculei disc

Fig. 1. Poziția normalei la suprafața elicoidală și determinarea profilului sculei disc.

Dependența dintre φ și v corespunzătoare punctelor de contact K de pe curba caracteristică, dintre sculă și piesă, se determină conform [3] din condiția ca normala comună n să intersecteze axa frezei O_*y_*, adică:

$$
(A_p - z)\cdot\left(\frac{n_y \cdot \operatorname{tg}\delta + n_x}{n_z}\right) + y\operatorname{tg}\delta + x = 0, \qquad (4)
$$

unde δ este unghiul de înclinație a axei frezei față de cea a semifabricatului, iar A_p distanța lă de prelucrare.

Ecuațiile de trecere de la sistemul fix x, y, z, aferent semifabricatului, la sistemul fix x_*, y_*, z_*, aferent sculei disc (fig. 1 a) sînt:

$$
\begin{aligned}
x_* &= x\cos\delta + y\sin\delta, \\
y'_* &= y\cos\delta - x\sin\delta, \qquad\qquad (5) \\
z_* &= z - A_p.
\end{aligned}
$$

Curba mediană a frezei se determină din considerentul că pentru fiecare y_* corespunde o rază r a cercului considerat (fig. 1 b) şi anume :

$$r = \sqrt{x_*^2 + z_*^2}\,. \tag{6}$$

Unghiul δ de înclinaţie a axei frezei se determină ţinînd seamă de faptul că la prelucrare trebuie să se evite total racordul în punctul B' (fig. 6) [1] al profilului şurubului de antrenare, condiţie necesară pentru asigurarea etanşeităţii. Aceasta se realizează dacă planul cercului C' care generează elicea aferentă, obţinut în secţiunea normală pe axa frezei, conţine tangenta $\bar{t}$ la elice în punctul de contact B' (fig. 2).

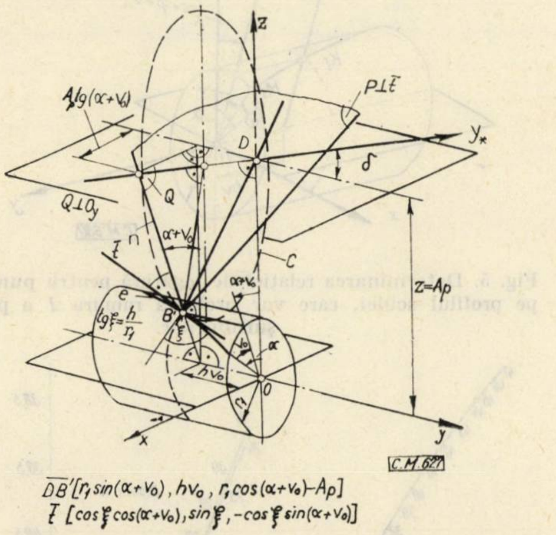


Fig. 2. Determinarea unghiului δ, astfel ca tangenta $\bar{t}$ la elicea generată de punctul B' să fie conţinută în planul cercului C.

În figură s-a reprezentat schematic această poziţie. Tangenta $\bar{t}$ în punctul de contact B' la elicea e generată de cercul C, fiind conţinută în planul cercului C, este perpendiculară pe planul axial P al frezei ce trece prin punctul B', deci şi pe dreapta $\overline{B'D}$. Exprimînd vectorul $\bar{t}$ şi vectorul $\overline{DB'}$ pe baza datelor din figură, condiţia de perpendicularitate se traduce prin relaţia :

$$\overline{DB'} \cdot \bar{t} = 0. \tag{7}$$

Ţinînd seama, pe de altă parte, de faptul că între unghiul ξ şi raza r_1 a elicei există relaţia :

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{h}{r_1} \tag{8}$$

şi înlocuind în produsul scalar de mai sus valorile lui $\overline{DB'}$ şi $\bar{t}$ date în figura 2, se va obţine :

$$\sin(\alpha + v_0) = -\frac{h^2}{r_1 \cdot A_p} \cdot v_0\,. \tag{9}$$

Întrucît orientarea lui v_0 este contrară orientării lui α, care s-a considerat pozitivă, v_0 rezultă negativ.

Valorile constantelor α ; A_p ; r_1 şi h fiind cunoscute, din această relaţie rezultă, prin iteraţii, unghiul v_0, adică unghiul din planul frontal care defineşte poziţia punctului de contact ce satisface condiţia impusă.

Cunoscînd acest unghi, pe baza relaţiei ce rezultă din figura 2 :

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{A_p \operatorname{tg}(\alpha + v_0)}{-\,hv_0}\,, \tag{10}$$

se determină unghiul de înclinaţie δ al axei frezei.

Ca exemplu, s-au efectuat calculele numerice pentru sculele disc necesare prelucrării şuruburilor pompei cu R = 7,5 mm şi p = 50 mm, utilizată la acţionarea maşinilor de rectificat interior, produse de UMC.

În acest caz pentru scula disc aferentă şurubului antrenor la o distanţă axială de prelucrare $A_p = 50$ mm s-a obţinut : $v_0 = -37°\,55'34''$ şi $\delta = 46°52'34''$. Impunînd aceeaşi condiţie pentru muchia A'' a şurubului de etanşare (fig. 6), pe baza aceloraşi relaţii, în cazul distanţei axiale $A_p = 30$ mm, rezultă :

$$v_0 = -35°\,35'17'' \text{ şi } \delta = 47°\,08'20''.$$

În cazul variantei I corijate, profilele golurilor şuruburilor de antrenare şi etanşare în secţiune frontală, sînt formate din cîte trei ramuri : două ramuri pentru flanc şi una pentru fund, adică pentru porţiunea cilindrică. În figurile 3 şi 4 s-au reprezentat aceste ramuri, iar parametrii care definesc limitele lor, pentru exemplul considerat, sînt redaţi în tabela 1.

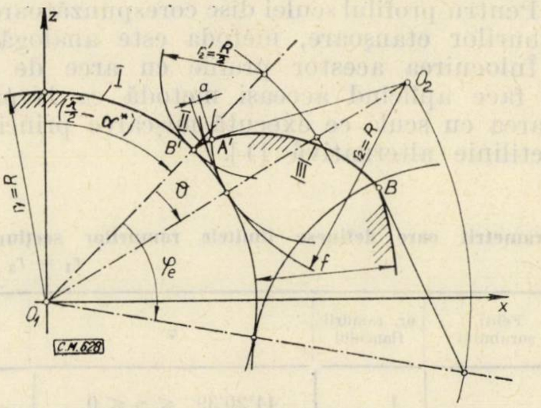


Fig. 3. Ramurile secţiunii frontale a şurubului antrenor corijat în varianta I.

Pentru porţiunea din profilul sculei, care va prelucra ramura I cilindrică a şuruburilor, conform figurii 5, rezultă :

$$A_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi + v) = -\,h \cdot v \cdot \operatorname{tg} \delta, \tag{11}$$

care reprezintă forma simplificată a relaţiei de legătură (4) în acest caz.

Ţinînd seama de valorile lui A_p şi δ calculate ca mai sus precum şi de notaţiile din figurile 3 şi 4 dînd lui φ valori cuprinse între limitele din tabela 1, din relaţiile (1); (3); (4); (5); (6); (11), prin metoda iteraţiilor, pe maşina electronică de calcul se obţin valorile lui v; x_*; y_*; z_* şi r, pentru cele trei ramuri distincte ale sculelor, pentru valori discrete date lui φ.

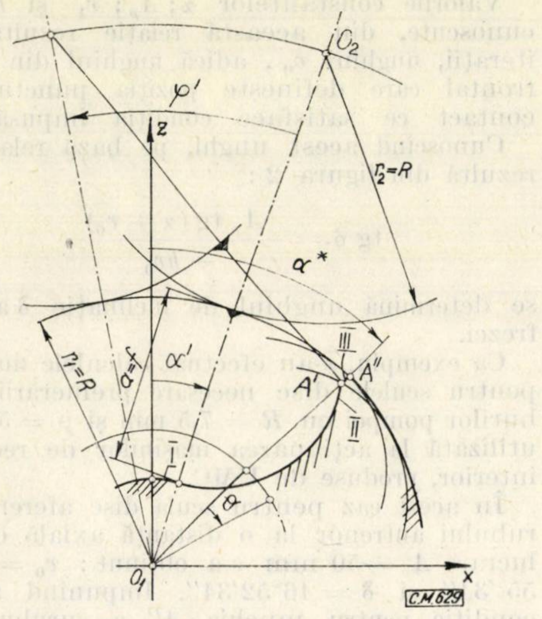


Fig. 4. Ramurile secţiunii frontale a şurubului etanşor corijat în varianta *I*.

În tabela 2 s-au centralizat rezultatele obţinute pentru scula disc corespunzătoare şurubului de antrenare, profilul fiind reprezentat în figura 6.

Pentru profilul sculei disc corespunzătoare şuruburilor etanşoare, metoda este analogă.

Înlocuirea acestor profile cu arce de cerc se face aplicînd aceeaşi metodă ca la prelucrarea cu scula ce execută mişcarea principală rectilinie alternativă [1].

Profilele determinate ca mai sus se a lică la toată seria de scule: freză disc de degroşare, freză de finisare şi şever disc (fig. 7 şi 8) cu care se prelucrează şuruburile, ducînd echidistante la ele, în funcţie de adaosurile de prelucrare care se lasă pentru faza următoare.

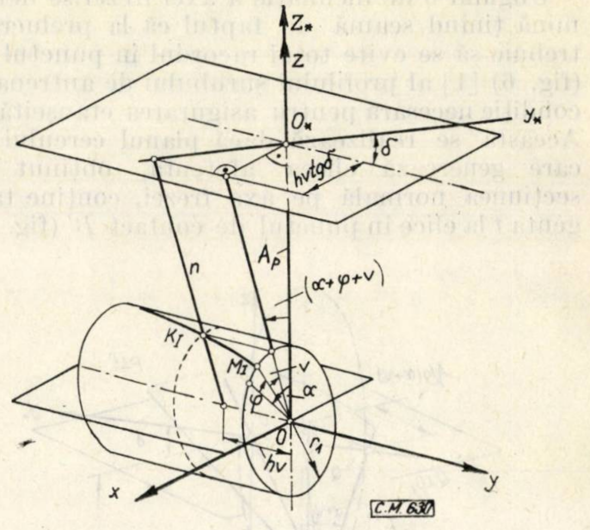


Fig. 5. Determinarea relaţiei de legătură pentru punctele de pe profilul sculei, care vor prelucra ramura *I* a profilului şuruburilor.

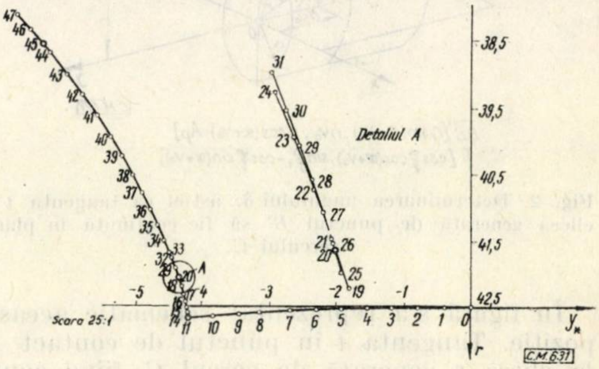


Fig. 6. Profilul sculei disc pentru prelucrarea şurubului antrenor al pompelor cu $R = 7,5$ mm şi $p = 50$ mm, la o distanţă axială de prelucrare $A = 50$ mm.

Tabela 1

Parametrii care definesc limitele ramurilor secţiunilor frontale ale şuruburilor în varianta I corijată pentru pompele cu $r_1 = r_2 = 7,5$ mm şi $p = 50$ mm.

Felul şurubului	nr. ramurii flancului	φ	v	r_1	r_2	a
antrenor	I	$-44°20'39'' \leqslant \varphi \leqslant 0$	$-37°55'34'' \leqslant v \leqslant 0$	7,5	0	0
	II	$0 \leqslant \varphi \leqslant 14°50'6''$	$-47°34'34'' \leqslant v \leqslant -37°55'34''$	7,5	3,75	0
	III	$56°5'57'' \leqslant \varphi \leqslant 14°50'6''$	$-77°21'45'' \leqslant v \leqslant -47°34'34''$	7,5	7,5	0,25
etanşor	I	$-18°20'2'' \leqslant \varphi \leqslant 0$	$14°15'49'' \leqslant v \leqslant 0$	2,5	0	0
	II	$-28'46'37'' \leqslant \varphi \leqslant 0$	$-14°15'49'' \leqslant v \leqslant -34'$	7,5	7,5	5
	III	$0 \leqslant \varphi \leqslant 14°50'60''$	$-35°35'17'' \leqslant v \leqslant -28°22'15''$	7,5	3,75	0

Tabela 2

Coordonatele profilului sculei disc pentru prelucrarea şuruburilor de antrenare a pompelor cu $R = 7{,}5$; $p = 50$ mm, în varianta I corijată la o distanţă axială de prelucrare $A_p = 50$ mm.

nr. crt.	nr. ram.	φ (grade)	v (radiani)	x_*	y_*	z_*	r
0	I	**−44°20′39″**	**0,000000**	**0,000000**	**0,000000**	**−42,500000**	**42,500000**
1		−40	−0,064808	−0,419942	−0,412831	−42,500457	42,502527
2		−36	−0,124482	−0,614579	−0,792933	−42,501672	42,506114
3		−32	−0,184161	−0,969273	−1,173016	−42,504667	42,513393
4		−28	−0,243845	−1,204040	−1,553087	−42,506427	42,523477
5		−24	−0,303537	−1,498897	−1,933147	−42,509960	42,536388
6		−20	−0,363237	−1,793882	−2,313173	−42,514250	42,552079
7		−16	−0,422948	−2,089038	−2,703146	−42,519297	42,570562
8		−12	−0,482672	−2,384327	−3,173117	−42,525282	42,592071
9		− 8	−0,542410	−2,679844	−3,453018	−42,531665	42,616007
10		− 4	−0,602164	−2,975596	−3,832846	−42,538955	42,642899
11		**0**	**−0,661936**	**−3,271549**	**−4,212655**	**−42,547004**	**42,672590**
11	II	0	−0,661936	−3,271549	−4,212655	−42,547004	42,672590
12		1	−0,667404	−3,330862	−4,212971	−42,539132	42,669338
13		3	−0,687159	−3,543424	−4,215985	−42,497781	42,645249
14		5	−0,709774	−3,783175	−4,223266	−42,431283	42,599603
15		7	−0,733406	−4,028799	−4,236112	−42,342182	42,533417
16		9	−0,757598	−4,274141	−4,255782	−42,231758	42,447493
17		11	−0,782190	−4,516326	−4,283471	−42,101118	42,342666
18		13	−0,807117	−4,753609	−4,320298	−41,951397	42,219860
19		14	−0,819698	−4,870017	−4,342465	−41,869758	42,152031
20		**14°50′6″**	**−0,830262**	**−4,965949**	**−4,363013**	**−41,798282**	**42,092244**
21		15	−0,832355	−4,984763	−4,367299	−41,783811	42,080099
22		16	−0,845090	−5,097738	−4,394915	−41,693723	42,004208
23		17	−0,857901	−5,208845	−4,425420	−41,599665	41,924506
24		18	−0,870789	−5,410922	−4,452824	−41,505132	41,856350
25	III	14	−0,820883	−4,875535	−4,350373	−41,845348	42,128422
20		**14°50′6″**	**−0,830262**	**−4,965949**	**−4,363013**	**−41,798282**	**42,092244**
26		15	−0,832122	−4,983797	−4,365610	−41,788725	42,084864
27		16	−0,843439	−5,091799	−4,382044	−41,729063	42,038567
28		17	−0,854837	−5,199503	−4,399725	−41,666420	41,989587
29		18	−0,866313	−5,306859	−4,418698	−41,600854	41,937975
30		19	−0,877868	−5,413812	−4,439012	−41,532424	41,883787
31		20	−0,889499	−5,520300	−4,460710	−41,461192	41,827075
32		21	−0,901204	−5,626262	−4,483836	−41,387217	41,767890
33		22	−0,912982	−5,731638	−4,508433	−41,310562	41,706285
34		25	−0,948731	−6,043650	−4,591453	−41,065127	41,507473
35		28	−0,985067	−6,348355	−4,689112	−40,797812	41,288777
36		31	−1,021954	−6,644486	−4,802334	−40,510354	41,051650
37		34	−1,055924	−6,887961	−4,937819	−40,200666	40,786487
38		37	−1,097284	−7,207066	−5,078590	−39,882135	40,528095
39		40	−1,113570	−7,472029	−5,242885	−39,545017	40,244746
40		43	−1,174609	−7,725443	−5,425260	−39,195024	39,949123
41		46	−1,214006	−7,966932	−5,626052	−38,834005	39,642804
42		49	−1,253893	−8,196300	−5,845478	−38,463805	39,327390
43		52	−1,294269	−8,413455	−6,083646	−38,086248	39,004468
44		55	−1,335136	−8,618406	−6,340555	−37,703129	38,675611
45		**56°5′57″**	**−0,350232**	**−8,691218**	**−6,438552**	**−37,562549**	**38,554926**
46		58	−1,376495	−8,811260	−6,616109	−37,316200	38,342367
47		60	−1,404341	−8,933196	−6,810079	−37,056975	38,118518

Tabela 3

Ordinea fazelor şi regimul de aşchiere la prelucrarea şuruburilor cu sculă disc

nr. crt.	Tipul şurubului	Felul operaţiei	Scula	nr. de treceri	Regim de aşchiere		
					t mm	s mm/min	v m/min
1.	Antrenor	degroşare	freza detalonată	2	2	32,5	40
		semifinisare	freză profil rectific.	2	0,45	18	40
		finisare	şever disc	1	0,10	12	20
2.	Etanşor	degroşare	freză detalonată	1	3,5	44	40
		semifinisare	freză profil rectific.	2	0,65	32	35
		finisare	şever disc	1	0,10	12	25

Prin reascuțirea frezelor din figurile 7 și 8, diametrul lor exterior scade. Ca urmare a acestei micșorări de diametru, profilul canalului prelucrat se schimbă — datorită modificării distanței dintre axe A_p (fig. 1).

Eroarea de profil ce apare pe o muchie a frezei la micșorarea diametrului, prin reascuțire cu 0,4 mm este:

$\Delta y_* = -0{,}0054$ pentru scula corespunzătoare șurubului de antrenare;

$\Delta y_* = -0{,}001$ pentru scula corespunzătoare șurubului de etanșare.

Acest lucru, cît și bătăile frontale ale dinților frezelor, au făcut necesară introducerea operației de finisare cu șever disc (poz. 3 fig. 7 și 8).

Materialele indicate la execuția șuruburilor sînt:

— pentru șurubul antrenor: oțel OLC 45 STAS 880—66, îmbunătățit la HRA = 55—57;

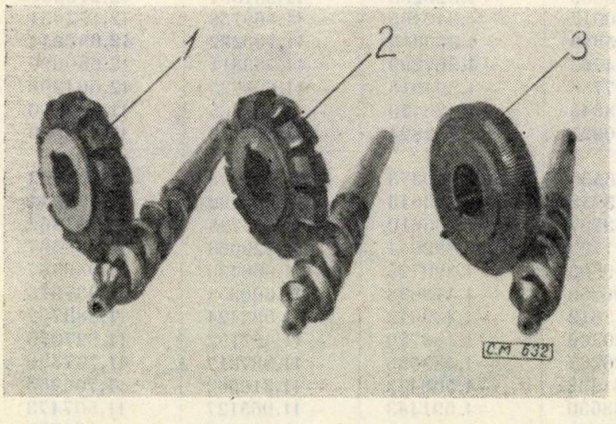


Fig. 7. Garnitura de scule disc pentru prelucrarea șuruburilor de antrenare.

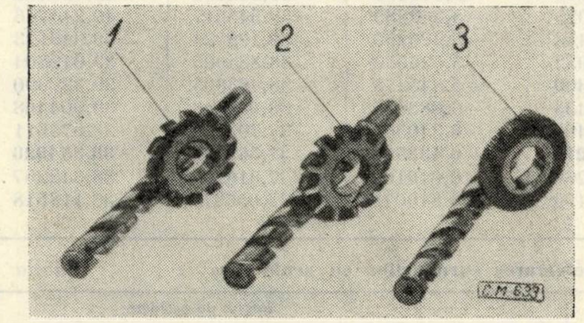


Fig. 8. Garnitura de scule disc pentru prelucrarea șuruburilor de etanșare.

— pentru șurubul de etanșare: fontă cu grafit nodular antifricțiune: FgnA — 1—STAS 6707—63, la duritate de 170—180 HB.

Sculele disc din figurile 7 și 8 au fost executate din material Rp2 și Rp3 — STAS 7382-66 — tratate termic, la duritatea 62—65 HRC.

Ordinea fazelor și regimul de așchiere utilizat este redat în tabela 3.

Menționăm importanța sprijinirii semifabricatelor și a alegerii sensului de frezare. La finisare se indică frezarea în sensul avansului, pentru ca semifabricatul să fie apăsat în continuu pe dispozitiv, în caz contrar nu se poate asigura cilindricitatea diametrului de fund al profilului.

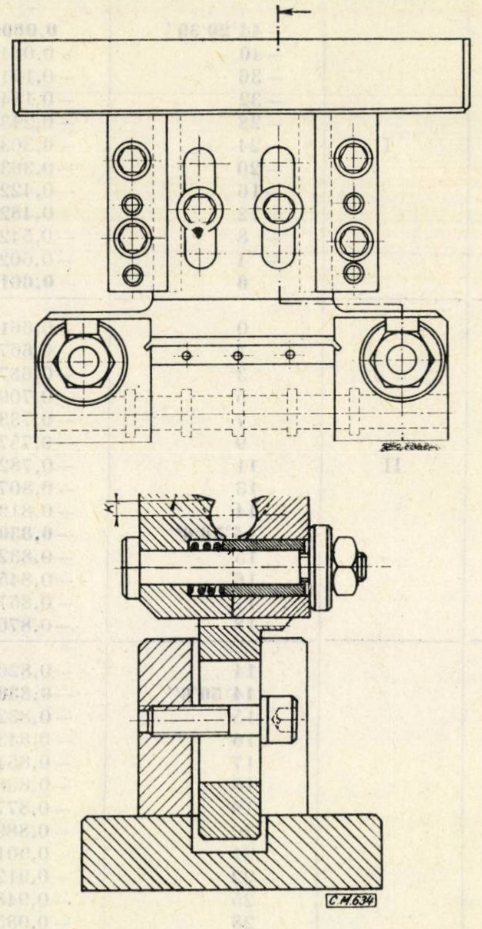


Fig. 9. Dispozitiv pentru sprijinirea șuruburilor în timpul frezării.

Pentru asigurarea unei sprijiniri rigide a semifabricatului el se fixează în dispozitivul din figura 9.

Cota k și unghiul ε se determină pe cale analitică, punînd condiția ca scula să nu atingă dispozitivul.

În figura 10 se poate urmări prelucrarea șurubului antrenor, cu freză profil cu dinți rectificați.

Frezele au fost rectificate, prin copiere, după șablon pe mașina de ascuțit și rectificat — Studer FS21. Executînd alezajul acestor scule la precizie ridicată, s-a putut obține pe mașina amintită o bătaie frontală a profilului sub 0,005 mm și o abatere de la coordonatele profilului sub 0,006 mm. Șeverele disc au fost rectificate pe dornuri speciale, la mașina optică de rectificat profile, cu precizia de — 0,004 mm.

Prelucrarea şurubului de etanşare cu şever se vede în figura 11.

În figura 11 se poate urmări procedeul de reglare exactă a unghiului δ dintre axa sculei şi axa şurubului, cu ajutorul unei rigle sinus *1* şi al unui ceas comparator *2* fixat de axul port-sculă. Tot în această figură se observă şi dispozitivul de divizare directă *3* care asigură divizarea precisă a celor două începuturi ale şuruburilor.

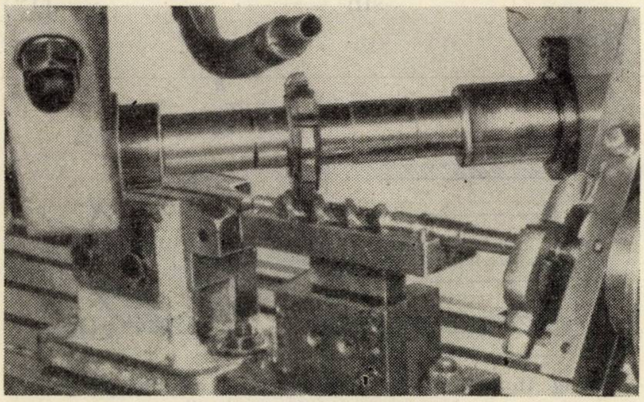


Fig. 10. Frezarea şurubului antrenor.

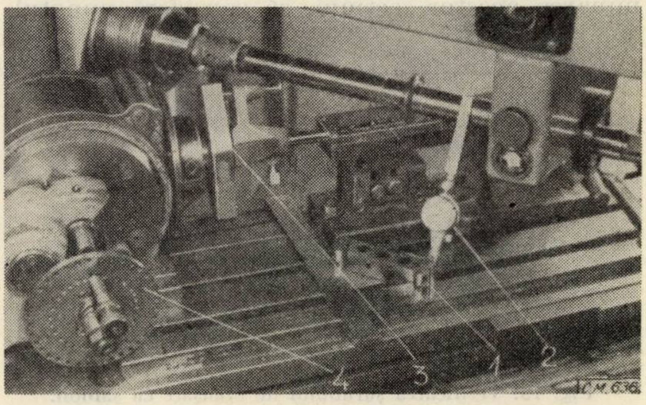


Fig. 11. Şeveruirea şurubului de etanşare.

Prin folosirea acestui divizor direct, rolul capului divizor universal *4* al maşinii se reduce la imprimarea mişcării de rotaţie a şurubului, simultan cu avansul mesei după parametrul mişcării elicoidale.

Toate prelucrările s-au făcut pe maşina de frezat universală Fritz Werner UF1. Avînd în vedere că atît şurubul antrenor cît şi cel etanşor s-au prelucrat pe aceeaşi maşină, erorile de pas ale şurubului conducător s-au transpus în egală măsură la cele două elemente, astfel că funcţionarea lor nu a fost influenţată din acest motiv.

Pentru asigurarea unei bune închideri a compartimentelor de transport, în vederea realizării unor presiuni mai ridicate — şuruburile se rodează împerechiate cu ajutorul dispozitivului prezentat în figura 12.

Şuruburile sînt fixate între vîrfuri, armate cu aliaj dur, şi antrenarea se face printr-o şaibă de curea *3*, prin intermediul bucşei de prindere *2*, al şurubului antrenor. Această bucşă este spijinită pe lagăre cu rulmenţi fixate în carcasa *4*. Cu ajutorul şurubului micrometric *1* se apropie treptat cele două şuruburi de etanşare de cel de antrenare, pînă la obţinerea distanţei axiale dorite.

În acest timp între flancurile în contact se introduce o pastă abrazivă foarte fină, avînd următoarea compoziţie : 50% micropulbere abrazivă, granulaţie M5—M10 ; 30% oxid verde de crom ; 10% ulei vegetal şi 10% ulei mineral.

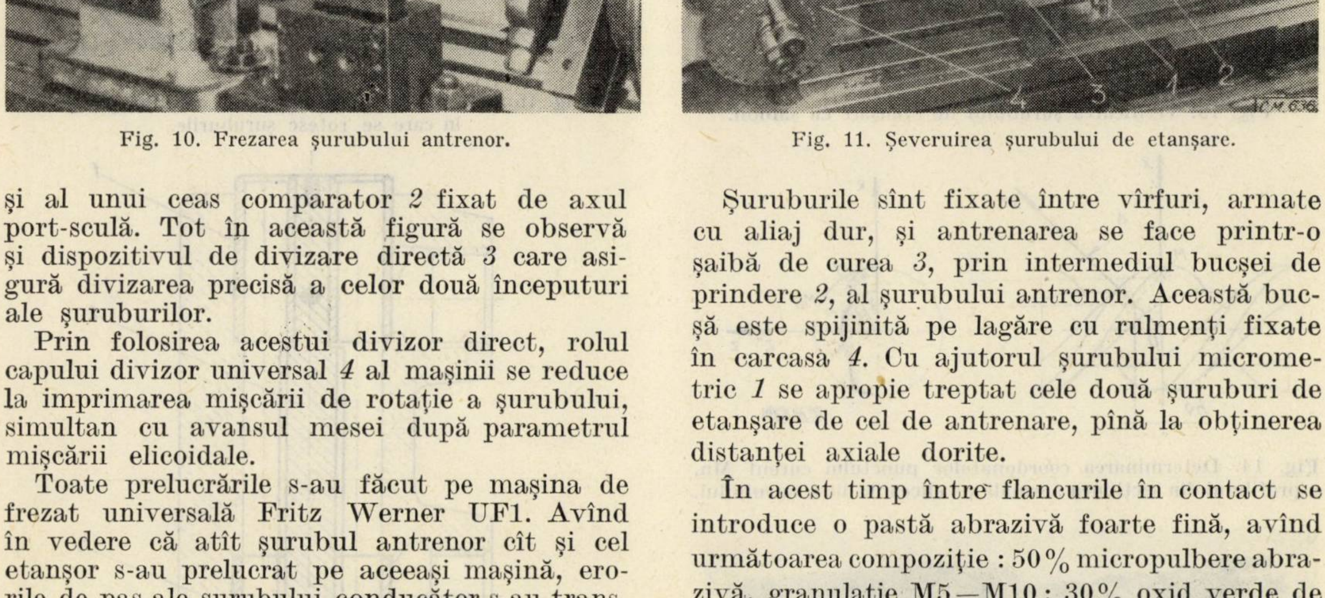


Fig. 12. Dispozitiv pentru rodarea împerechiată a şuruburilor unei pompe.

Controlul şuruburilor se face individual cu ajutorul şabloanelor şi în stare asamblată cu ajutorul spionilor.

Controlul cu şablonul se face într-un plan perpendicular pe elicea cilindrului mediu, cu ajutorul unui suport (fig. 13).

Profilul şabloanelor este identic cu profilul secţiunii normale a şuruburilor. Pentru determinarea acestor secţiuni, se consideră punctul curent *M* de pe secţiunea frontală (fig. 14) ale cărei coordonate s-au determinat cu ajutorul formulelor (2) şi (3) din [1] în varianta clasică şi (12); (15) din [1], în varianta *I* corijată.

Plecînd de la coordonatele, astfel determinate, din figură rezultă:

$$\sin\psi = \frac{z}{r}, \qquad (12)$$

şi

$$\cos(\psi + \nu) = \frac{h}{r \cdot \operatorname{tg}\Delta}\nu, \qquad (13)$$

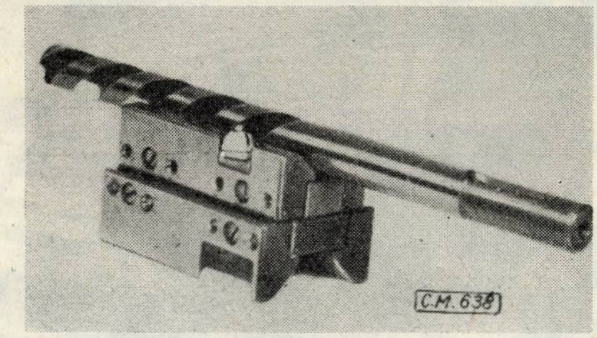


Fig. 13. Verificarea şurubului de etanşare cu şablon.

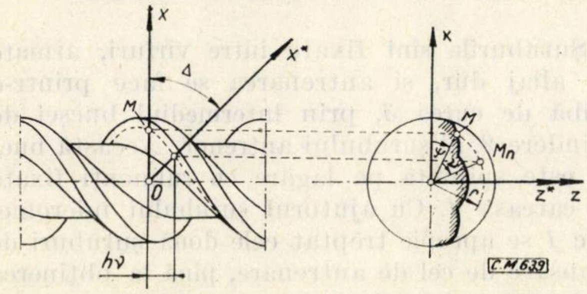


Fig. 14. Determinarea coordonatelor punctului curent Mn, a profilului din secţiunea normală pe elicea medie a şurubului.

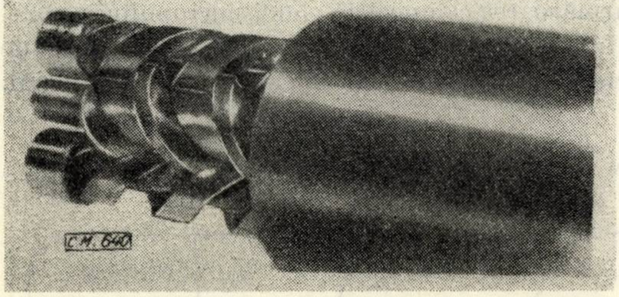


Fig. 15. Prinderea şuruburilor pentru verificarea jocurilor dintre flancuri.

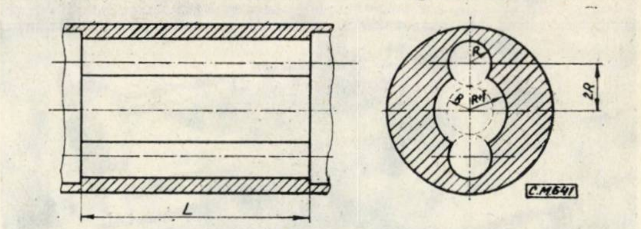


Fig. 16. Cele trei alezaje paralele ale corpului pompei în care se rotesc şuruburile.

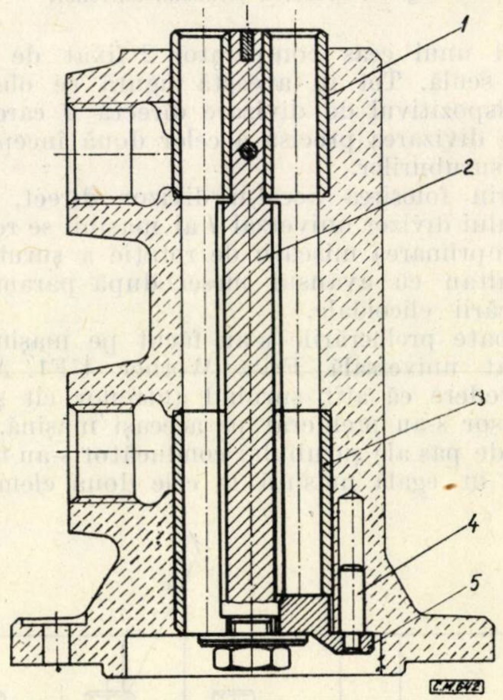


Fig. 17. Dispozitivul de conducere pentru găurirea celor două alezaje laterale ale corpului.

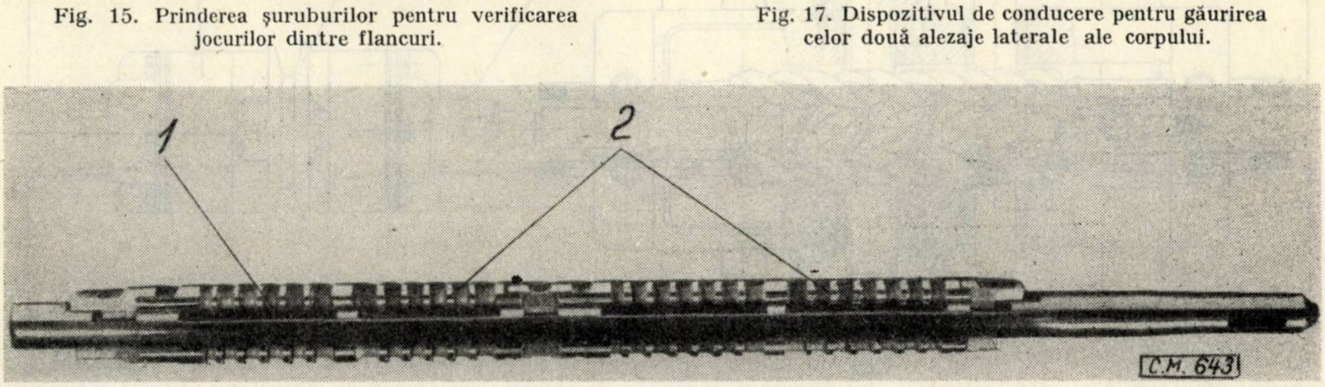


Fig. 18. Sculă combinată pentru broşarea simultană a celor două alezaje laterale ale corpului.

unde Δ este unghiul dintre cele două secţiuni, egal cu unghiul elicei pe cilindrul mediu.

Din expresia (13) se determină, prin metoda iteraţiilor, unghiul de rotaţie ν, corespunzător înşurubării punctului curent M pe elice, pînă în secţiunea normală. Avînd pe ν, din figură rezultă coordonatele punctului M_n din secţiunea normală:

$$x^* = \frac{h\nu}{\sin\Delta}, \tag{14}$$

$$z^* = r \sin(\psi + \nu). \tag{15}$$

Profilele, obţinute prin puncte, în vederea rectificării se aproximează cu arce de cerc, prin metoda expusă în [1].

Pentru a evita erorile de verificare, faţeta profilată a şablonului nu trebuie să depăşească lăţimea de 0,1—0,2 mm. Precizia de execuţie a şabloanelor — 0,002 mm.

Controlul jocului dintre cele două şuruburi, în stare asamblată, se face cu ajutorul spionilor. În acest sens se introduc şuruburile într-o bucşă prevăzută cu trei alezaje paralele cu distanţa axială, egală cu cea de funcţionare, astfel ca o parte din lungimea şuruburilor să rămînă în afară (fig. 15).

Cu ajutorul unor spioni de grosime 0,01—0,05 mm, se verifică jocul dintre flancuri. Jocul admis este în funcţie de presiunea finală dorită.

Un alt element al pompelor care pune probleme tehnologice deosebite este carcasa (poz. 1, fig. 1) — [1], confecţionată din fontă şi care în interior are trei alezaje paralele care se întrepătrund şi în care se rotesc şuruburile (fig. 16).

Metodele de realizare a acestor trei alezaje paralele sînt:

1. Găurirea pe maşini de găurit în coordonate sau Bohrwerk, urmată de rectificare interioară în coordonate.
2. Găurirea pe un dispozitiv de conducere şi broşarea cu o sculă compusă, a celor trei alezaje, dintr-o trecere.

Prima metodă se aplică la unicate şi are dezavantajul că după executarea alezajului central, el trebuie înfundat cu un cep de fontă pentru evitarea ovalizării alezajelor laterale, atît la găurire şi strunjire interioară, cît şi la rectificare.

În producţia de serie se indică metoda a doua, fiindcă timpul de execuţie foarte redus amortizează costul sculei de broşat, relativ complicată. Dispozitivul de găurit (fig. 17), aplicat în cazul acestei metode la degroşarea alezajelor laterale, asigură conducerea burghielor elicoidale între dornul central *2* şi bucşa superioară *1*. Prin intermediul bolţului *4*, fixat prin braţul *5*, de bucşa inferioară *3*, se asigură poziţionarea alezajelor laterale faţă de orificiile de admisie respectiv refulare ale carcasei pompei.

După găurire urmează broşarea cu o sculă compusă (fig. 18), care asigură paralelismul alezajelor şi toleranţa impusă la distanţa axială.

Pe baza experimentărilor făcute a rezultat următoarea valoare a adaosului pentru broşare:

$$t = (0{,}025 + 0{,}04)\, r_2, \tag{16}$$

unde r_2 este raza alezajului final.

Parametrii geometrici ai părţilor aşchietoare ale broşei se determină după [4].

Partea centrală a broşelor (poz. 1, fig. 18) s-a confecţionat din material OLC 15 STAS 880-66, iar părţile aşchietoare din Rp. 3 STAS 7382-66, călit la duritatea HRC. 62-65. Pentru a evita ruperile muchiilor la intrarea şi ieşirea broşei, recomandăm utilizarea vitezelor de aşchiere reduse şi anume:

$$v_a = (2-3)\ \text{m/min}.$$

Metodele de calcul şi tehnologia preconizată pentru prelucrarea pompelor elicoidale de ulei se pot extinde şi la compresoarele elicoidale a căror importanţă, pentru industria chimică şi alimentară, creşte din ce în ce mai mult datorită aceloraşi avantaje substanţiale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *D. Maroş, Cs. Gyenge, N. Orlandea.* Geometria şuruburilor pompelor elicoidale şi unele aspecte privind tehnologia prelucrării acestora prin mortezare. În: Construcţia de Maşini, nr. 4, 1971, pag. 209.

[2] *Maroş, D.* Über die Herstellung der Schrauben für Schraubenpumpen. În: Maschinenbautechnik X3X 13 (1964), nr. 1, pag. 8—11, şi nr. 2, pag. 72—77.

[3] *D. Maros, V. Killmann, V. Rohonyi.* Angrenaje melcate. Bucureşti. Editura tehnică, 1966.

[4] *I. D. Lăzărescu.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1964.

CZ 621.436

Considerații asupra metodelor de determinare a pierderilor mecanice ale motoarelor diesel

Ing. Nguyen KHAK LÂN — R. D. Vietnam

În prezent există mai multe metode de determinare a pierderilor mecanice ale motoarelor cu ardere internă. În scopul de a putea efectua o comparație, s-a determinat randamentul mecanic al unui motor diesel D-110 prin:

— metoda cu ajutorul diagramei indicate;

— metoda prin suspendarea succesivă a cilindrilor;

— metoda prin extrapolarea consumului orar de combustibil, trasat în caracteristica de sarcină;

— metoda prin antrenarea motorului cu o sursă exterioară de energie.

Motorul de încercare a fost echipat cu toate echipamentele auxiliare normale (exclusiv filtrul de aer și compresorul) și a avut o durată de funcționare de 95 de ore. Uleiul folosit la experiență a fost de tipul 413 (STAS-781/49). Temperatura motorului la încercare s-a menținut în jur de 80—85°C pentru ulei și 70—80°C pentru apă. Toate metodele s-au aplicat la turațiile 1200, 1400, 1600 și 1800 rot/min. Pentru metoda prin antrenare, motorul a fost pus pe standul de probă cu frînă electrică reversibilă, care are o precizie de 100 grf; la celelalte metode, motorul a fost pus pe standul de probă cu frînă hidraulică, care are o precizie de 200 grf.

Metoda cu diagrama indicată. Presiunea gazelor în cilindru s-a înregistrat pe film în diagrama p-v cu ajutorul unui indicator de tip piezoelectric. La fiecare turație și regim de sarcină (totală și parțială) s-a măsurat puterea efectivă P_e cu ajutorul frînei. Puterea indicată respectivă P_i se determină cu ajutorul diagramei indicate, prin planimetrarea acesteia. Puterea pierderilor mecanice a motorului încercat este:

$$P_e = P_i - P_e,\ \text{CP},$$

iar randamentul mecanic se stabilește cu relația:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_c}{P_i}.$$

Datele obținute prin această metodă se prezintă în tabela 1.

Tabela 1

Randamentul mecanic determinat prin metoda cu diagrama indicată la sarcina totală și parțială

Sarcina x,%	1200 rot/min				1400 rot/min				1600 rot/min				1800 rot/min			
	P_i,CP	P_e,CP	P_c,CP	η_m,%	P_i,CP	P_e,CP	P_c,CP	η_m,%	P_i,CP	P_e,CP	P_c,CP	η_m,%	P_i,CP	P_e,CP	P_c,CP	η_m,%
100	67,8	53,7	14,1	79,2	76,6	59	17,6	77	85	63,30	21,70	74,5	91,70	65,1	26,6	71
85	59,85	45,65	14,20	76,3	67,95	50,21	17,75	73,8	75,70	53,80	21,90	71,2	82,15	55,3	26,85	67,4
70	51,90	37,55	14,35	72,3	59,23	41,28	17,95	69,75	66,50	44,30	22,20	66,7	72,80	45,5	27,30	62,5
50	41,40	26,85	14,55	64,9	47,75	29,5	18,25	61,80	54,25	31,65	22,60	58,4	60,35	32,55	27,80	54
25	28,38	13,43	14,95	47,35	33,50	14,75	18,75	44,1	39,03	15,83	23,20	40,6	44,82	16,27	28,55	36,3

Tabela 2

Randamentul mecanic determinat prin patru metode diferite

Mărime	Prin diagrama indicată				Prin suspendare				Prin consumul orar de combustibil				Prin antrenare			
	1800	1600	1400	1200	1800	1600	1400	1200	1800	1600	1400	1200	1800	1600	1400	1200
P_e, CP	65,1	63,30	59,00	53,70	65,025	63,50	58,95	54,00	65,00	63,30	59,00	53,70	65,00	63,30	59,00	53,70
P_i, CP	91,70	85,00	76,60	67,80	91,00	83,50	75,89	66,70	89,00	82,60	74,20	65,40	90,80	84,00	75,70	66,30
P_c, CP	26,60	21,70	17,60	14,10	25,975	20,00	16,84	12,70	24,00	19,30	15,20	11,70	25,80	20,70	16,70	12,60
η m, %	71	74,5	77,00	79,2	71,5	75,00	77,8	80,00	73,00	76,50	79,50	82,00	71,6	75,50	78,20	80,70

Metoda prin suspendarea succesivă a cilindrilor. După ce motorul a atins turaţia şi regimul termic prescris, se măsoară puterea efectivă cu toţi cilindrii. Se scoate apoi din funcţionare un cilindru, se restabileşte cu ajutorul frînei turaţia la valoarea anterioară şi se măsoară din nou puterea motorului, care va fi acum mai mică tocmai cu puterea indicată a cilindrului scos din funcţionare. Acest procedeu se aplică pe rînd pentru toţi cilindrii. Dacă P_e este puterea efectivă a motorului cu toţi cilindrii în funcţionare la turaţia dată şi P_{e-x} este puterea efectivă a motorului la turaţia dată cu cilindrul x suspendat, atunci puterea indicată convenţională a cilindrului numărul x suspendat, după [1], se consideră ca:

$$P_e - P_{e-x} = P_{ix},$$

iar puterea indicată totală a motorului:

$$P_i = \sum_1^4 (P_e - P_{e-x}).$$

Randamentul mecanic convenţional este:

$$\eta_m = \frac{P_e}{\sum\limits_1^4 (P_e - P_{e-x})}.$$

Puterea pierderilor mecanice totale se găseşte cu relaţia:

$$\sum_1^4 (P_e - P_{e-x}) - P_e = P_c.$$

Datele finale obţinute prin această metodă se prezintă în tabela 2.

Metoda prin extrapolarea consumului orar de combustibil, trasat în caracteristica de sarcină. După ce motorul s-a stabilit la turaţia dată şi la regimul termic prescris, precum şi la sarcinile dorite (totală, 85%, 70%, 50%, CP, 10 CP, 5 CP şi mers în gol), se măsoară cantitatea de combustibil consumată de motor şi de aici consumul orar. Toate punctele măsurate se trasează pe diagrama $C_e - P_e$. Extrapolarea după linia punctată (fig. 1) determină, la intersecţia cu axa absciselor, puterea corespunzătoare pierderii mecanice a motorului. Rezultatele finale obţinute pe această cale sînt arătate în figura 1 şi în tabela 2.

Metoda prin antrenarea motorului. Acelaşi motor a fost antrenat de un stand electrodinamometric reversibil cu curent continuu „Garbe Lahmevei”, la care valorile măsurate sînt identice cu cele măsurate cu frîna hidraulică anterioară. Dacă la sarcină totală P_e este puterea efectivă măsurată înainte de antrenare la turaţia dată şi P_c este puterea necesară antrenării motorului încercat la aceeaşi turaţie şi la regimul termic prescris, atunci puterea indicată convenţională este:

$$P_i = P_e + P_c.$$

iar randamentul mecanic:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_c}.$$

Tabela 2 conţine datele obţinute prin toate metodele amintite.

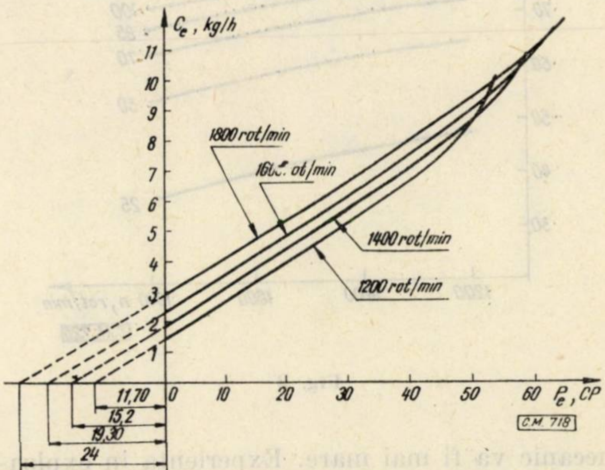


Fig. 1

În figura 2 se reprezintă, în funcţie de turaţie, randamentul mecanic determinat prin cele patru metode folosite. Randamentele mecanice determinate la sarcinile parţiale prin metoda cu ajutorul diagramei indicate sînt arătate în figurile 3 şi 4.

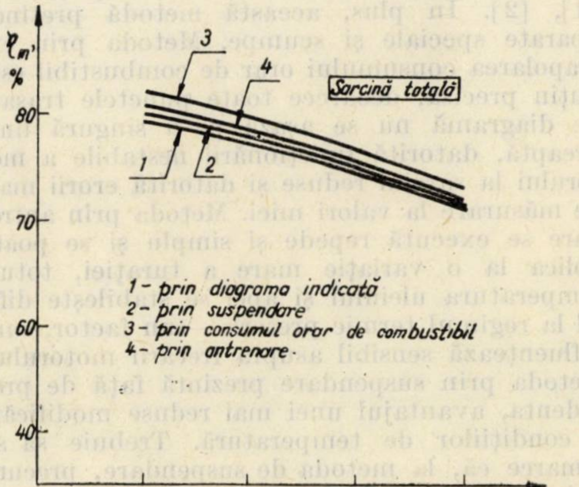


Fig. 2

Rezultatele obţinute cu metodele folosite arată că randamentul mecanic al motorului diesel D-110 încercat este cuprins între 71 şi 73% (la 1800 rot/min) pînă la 79—82% (la 1200 rot/min). Aceste valori concordă cu cele ale motoarelor rapide moderne. La sarcini parţiale, în special la sarcini mai mici decît 50%, randamentul mecanic scade mult. Trebuie să se menţioneze că, dacă uleiul folosit la motorul de încercare este de tipul 408 sau 405 (STAS 751/49) după notiţa uzinei, fiind mai puţin vîscos, atunci randamentul mecanic va fi mai mare. Experienţa în exploatare arată că randamentul mecanic poate creşte continuu pînă cînd motorul însumează 2000 de ore de funcţionare.

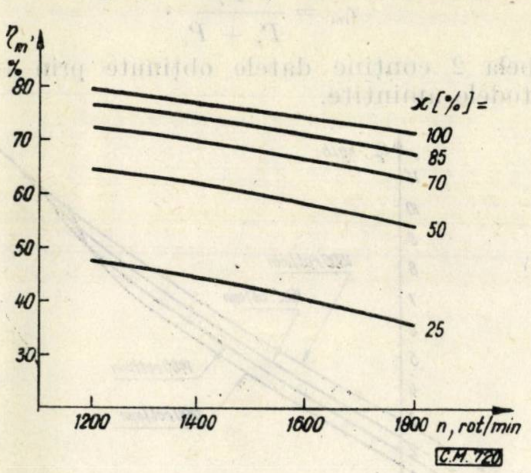


Fig. 3

Prin practica de aplicaţie a metodelor precedente se observă că metoda cu diagrama indicată este cea mai raţională din punctul de vedere al metodicii şi teoriei, totuşi implică o eroare relativ mare, ce poate depăşi ± 30% [1], [2]. În plus, această metodă pretinde aparate speciale şi scumpe. Metoda prin extrapolarea consumului orar de combustibil este puţin precisă, deoarece toate punctele trasate pe diagramă nu se aşază pe o singură linie dreaptă, datorită funcţionării nestabile a motorului la sarcini reduse şi datorită erorii mari de măsurare la valori mici. Metoda prin antrenare se execută repede şi simplu şi se poate aplica la o variaţie mare a turaţiei, totuşi temperatura uleiului şi apei se stabileşte dificil la regimul termic prescris — un factor, care influenţează sensibil asupra frecării motorului. Metoda prin suspendare prezintă faţă de precedenta, avantajul unei mai reduse modificări a condiţiilor de temperatură. Trebuie să se remarce că, la metoda de suspendare, precum şi la metoda de antrenare, pierderea de pompaj creşte; pe de altă parte, pierderea de frecare la segmenţi, pistoane şi lagăre scade, datorită lipsei acţiunii presiunii gazelor în cilindru, precum şi datorită lipsei arderii; uleiul pe pereţii cilindrilor este sensibil mai puţin vîscos, ceea ce duce la reducerea frecărilor. În general, creşterea pierderii de pompaj nu compensează scăderea pierderii de frecare. Ca urmare, randamentul mecanic determinat prin metodele de suspendare sau antrenare este în general superior celui real.

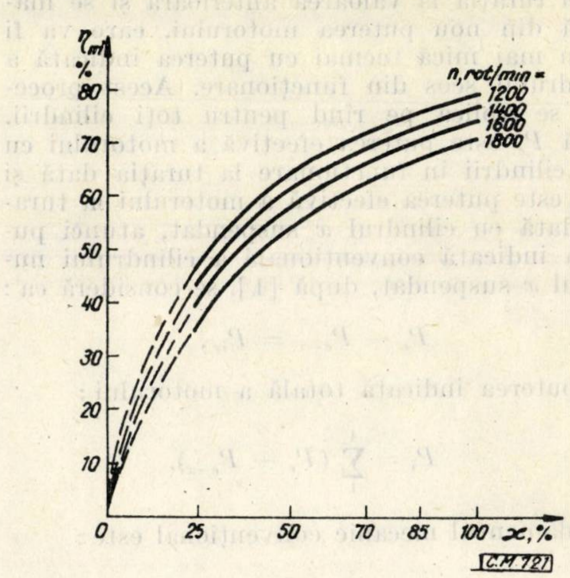


Fig. 4

În final, valorile randamentului mecanic, determinate prin cele patru metode folosite, sînt acceptabile. Comparaţia lor arată că metoda prin suspendare are mai multe avantaje.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici. Bucureşti, 1966.

[2] *Stratulat, M., Munteanu, S. D.* Încercarea motoarelor cu ardere internă. Bucureşti, 1966.

[3] *Grünwald*, B. Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Bucureşti, 1969.

[4] *Maciej, B.* Metodele de determinare a randamentului mecanic al motoarelor cu ardere internă. În: Technika motoryzacyjna, nr. 9, 1962.

[5] *Soroko-Noviţkii, V. I.* Încercarea motoarelor de autotractoare. Moscova, 1955.

[6] *Zambrovskii, S.* Despre metodele de determinare a randamentului mecanic al motorului cu ardere internă, în special metoda de antrenare. În: Technika motoryzacyjna, nr. 11, 1955.

CZ_621.9.048.4.001.13

Contribuţii la studiul proiectării maşinilor de electroeroziune

Dr. ing. Gheorghe OBACIU – Institutul politehnic – Braşov

Se cunoaşte că pentru a realiza prelucrarea electroerozivă este necesar ca energia electrică să fie cedată spaţiului dintre cei doi electrozi (piesă şi sculă) sub formă de impulsuri. Cu cît o energie mai mare va fi concentrată într-un spaţiu mai restrîns şi într-un timp mai scurt, efectul descărcării electrice va fi mai mare. Rezultă deci că se poate influenţa efectul descărcărilor electrice (productivitatea, calitatea suprafeţei şi precizia) prin intermediul reglării energiei, timpului descărcării, adică într-un cuvînt prin reglarea regimului electric. Elementul cel mai important şi totodată specific al acestei prelucrări este generatorul de impulsuri. În prezent în funcţie de felul în care sînt generate impulsurile există două tipuri principale de maşini electroerozive: cu generatoare de relaxare şi cu generatoare de impulsuri comandate. Deosebirile dintre cele două tipuri de maşini nu sînt numai de natură principială şi constructivă, dar şi tehnologică.

1. Generatoare de relaxare

Elementul acumulator de energie în cazul generatoarelor de relaxare este condensatorul. Cea mai simplă schemă de generator de relaxare este cea din figura 1, a [3]. Condensatorul C se încarcă de la sursa U cu energie electrică. Curentul de încărcare şi deci timpul de încărcare depinde de valoarea rezistorului R. Cînd tensiunea la bornele condensatorului atinge valoarea tensiunii de străpungere dintre cei doi electrozi piesă (2) şi sculă (1), condensatorul se descarcă în spaţiul de lucru. Întrucît ionizarea spaţiului este mare, mai ales în contul ionizării termice, rezistivitatea canalului de scînteie este extrem de redusă şi deci constanta de timp $C \cdot r_{s\,1\cdot 2}$ este foarte mică. Cînd condensatorul s-a descărcat, se întrerupe curentul în circuitul de descărcare (dintre electrozi) şi se reia ciclul prin reîncărcarea condensatorului. Concluzia care se desprinde din cele de mai sus este că întreg procesul de încărcare-descărcare depinde de starea spaţiului dintre electrozi şi, în mod deosebit, de energia descărcării, deoarece de gradul de ionizare primară care se atinge într-un anumit loc pe suprafaţa dintre cei doi electrozi depind atît tensiunea la care începe descărcarea cît şi valoarea curentului şi durata unei perioade complete. Ori, cum distanţa dintre electrozi este elementul care influenţează în mod hotărîtor procesul, conform cu cele arătate mai sus, rezultă că menţinerea ei pe măsura prelucrării cît mai constantă este deosebit de importantă, de constanţa ei depinzînd frecvenţa de repetiţie a impulsurilor, gradul de utilizare al capacităţii condensatorului, al sursei de tensiune, precum şi însăşi prelucrarea.

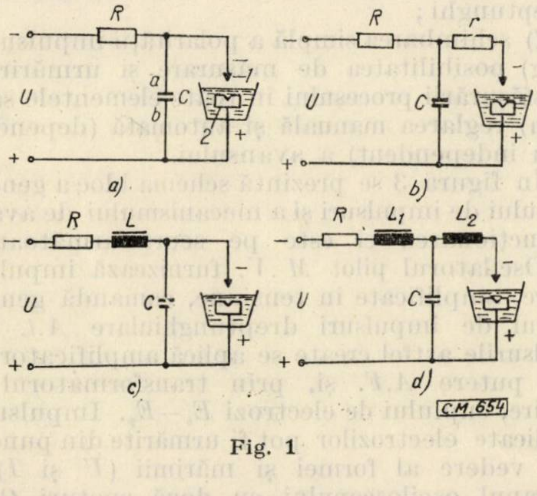


Fig. 1

Pentru a îmbunătăţi oarecum funcţionarea generatoarelor de relaxare s-au constituit scheme în componenţa cărora intră elemente limitatoare în circuitul de încărcare sau descărcare (*RCR* fig. 1, *b*) sau de modificare a formei impulsurilor (*RLC* şi *RLCL* fig. 1, *c*. şi 1, *d*).

2. Generatoare de impulsuri independente

La fel ca în cazul generatoarelor de relaxare, rolul generatorului de impulsuri este de a asigura energia necesară descărcărilor la o tensiune corespunzătoare şi în acelaşi timp de a întrerupe periodic alimentarea electrozilor în scopul evitării descărcării în arc continuu.

Spre deosebire însă de generatoarele de relaxare, formarea impulsurilor nu mai este autodirijată ci ea este comandată de la exteriorul circuitului electrozilor, obţinîndu-se deci o frecvenţă de repetiţie constantă, o durată a impulsurilor şi pauzei bine determinată, o tensiune constantă etc. Din această cauză, generatoarele de acest tip au primit denumirea de generatoare independente. De fapt şi în acest caz energia descărcărilor nu este riguros constantă, ea depinzînd într-o măsură destul de importantă de starea spaţiului dintre electrozi prin aceea că intensitatea curentului mediu depinde de gradul de ionizare, deci printre alţi factori şi de distanţa dintre electrozi. Mai mult decît atît chiar, în acest caz descărcările pot fi multiple la un impuls de tensiune, ceea ce face ca energia unei descărcări individuale să fie mai mică decît cea cedată spaţiului [1].

Principial, se pot deosebi două tipuri de generatoare independente :

a) generatoare la care tensiunea este de forma unei tensiuni periodice de amplitudine constantă şi frecvenţă de repetiţie eventual variabilă. Din această categorie fac parte generatoarele cu tuburi electronice, cu tranzistoare de putere sau cu redresoare, în care caz frecvenţa de repetiţie a impulsurilor poate fi egală cu cea a reţelei de curent alternativ sau un multiplu al acesteia ;

b) generatoare la care formarea impulsurilor se realizează prin închiderea şi deschiderea repetată a unui circuit care cuprinde sursa de curent continuu şi cei doi electrozi [2]. Oficiul de întrerupător *4* (fig. 2) îl asigură fie un tiristor, fie un tranzistor de putere, comandat de un sistem de comandă reglabil *5*. La fel ca în cazul generatoarelor *RC* se pot prevedea elemente de limitare a curentului de descărcare *3* şi sisteme de vibrare *7* care să uşureze îndepărtarea produselor eroziunii.

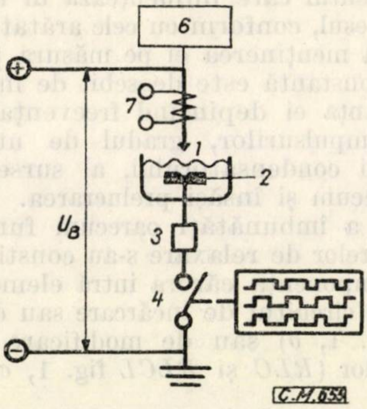


Fig. 2

Avantajele generatoarelor de impulsuri independente, comparativ cu cele de relaxare, sînt evidente. În afara celor amintite, legate de procesul de generare a impulsurilor şi de utilizarea energiei electrice, sînt menţionate în literatura de specialitate şi avantaje de natură tehnologică şi de altă natură deosebit de importante. Dintre acestea cele mai importante sînt : productivitatea tehnologică mai mare, precizia mai bună, uzura specifică (relativă) a sculei mai mici, tensiunea impulsurilor de 10—15 ori mai mică etc.

În ţara noastră cercetări mai substanţiale, legate în special de procesul de prelucrare, se fac în cadrul Institutului politehnic—Timişoara. În ceea ce priveşte construcţia de maşini electroerozive, încercările sînt modeste. S-au construit cîteva maşini şi instalaţii echipate cu generatoare *RC*, destinate unor operaţii simple de fabricaţie.

În cadrul laboratorului T.C.M. din Institutul politehnic—Braşov s-a proiectat şi realizat o maşină electroerozivă [1] cu generator independent, cu tuburi electronice, a cărei construcţie se prezintă în cele ce urmează.

Maşina fiind destinată în principal cercetării fizicii procesului de eroziune electrică, caracteristicile impuse ei sînt oarecum mai largi faţă de maşinile destinate exclusiv producţiei. Cele mai importante caracteristici care se impun sînt :

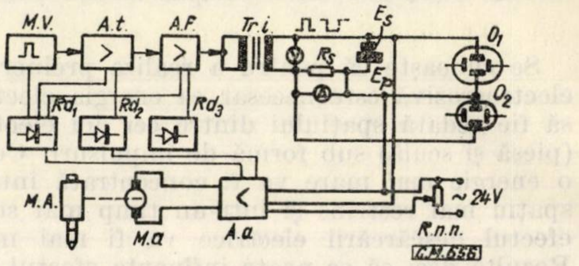


Fig. 3

a) posibilitatea de reglare în limite largi a frecvenţei de repetiţie a impulsurilor ;

b) posibilitatea de reglare a factorului de umplere :

$$\nu = \frac{t_i}{T} \text{ între } 0{,}1 \text{ şi } 0{,}9 ;$$

c) reglarea energiei impulsurilor, precum şi alegerea frecvenţelor de aşa manieră încît energia cedată într-un interval oarecare de timp să fie constantă ($P_m = \text{ct}$) ;

d) reglarea amplitudinilor tensiune şi curent ;

e) forma impulsului cît mai apropiată de dreptunghi ;

f) schimbarea simplă a polarităţii impulsului ;

g) posibilitatea de măsurare şi urmărire a desfăşurării procesului în toate elementele sale ;

h) reglarea manuală şi automată (dependent sau independent) a avansului.

În figura 3 se prezintă schema bloc a generatorului de impulsuri şi a mecanismului de avans. Funcţionarea ei este pe scurt următoarea :

Oscilatorul pilot *M.V.* furnizează impulsuri care, amplificate în tensiune, comandă generatorul de impulsuri dreptunghiulare *A.t.* Impulsurile astfel create se aplică amplificatorului de putere *A.F.* şi, prin transformatorul de ieşire, cuplului de electrozi $E_s - E_p$. Impulsurile aplicate electrozilor pot fi urmărite din punctul de vedere al formei şi mărimii (*U* şi *I*) pe ecranul osciloscopului cu două spoturi O_1 şi O_2. În acelaşi timp, tensiunea dintre cei doi electrozi comandă amplificatorul mecanismului de avans *A.d.*, la ieşirea căruia se găseşte motorul de antrenare *M.a.*

3. Descrierea părţilor constitutive ale maşinii electroerozive cu impulsuri comandate

a) *Oscilatorul pilot* (*fig. 4*). Este realizat pe baza schemei clasice a multivibratorului, montat pe dubla triodă ECC82. Frecvenţele de repetiție ale impulsurilor sînt determinate de valorile constantelor de timp $C_1 R_1 + xR_0)$ și $C_2(R_2 + YR_0)$ și sînt cuprinse între 440 și 12750 Hz. Raportul $\nu = \frac{t_i}{T}$ se modifică între 0,1–0,9, cînd lipsesc rezistoarele R_1 și R_2, și în limitele 0,4–0,6, cu acestea. În tabela 1 se dau valorile elementelor constructive pentru frecvențele adoptate.

Tabela 1

Frecvența de repetiție, Hz	R_a	R_c	R_0	$C_1 = C_2$, pF	$R_1 = R_2$, k Ω	t_i, μ s	T_i μ s	$\nu = \frac{t_i}{T}$
440	24 kΩ	172 Ω	250 kΩ	760	585	915	2280	0,4
960				430	585	521	1042	0,5
1700				760	75	292	584	
3150				100	585	164	328	
12750				100	75	39,2	78,4	

Impulsurile de comandă se aplică etajului următor prin comutatorul K care poate alege impulsuri cu durate complementare (de exemplu $\frac{t_{i1}}{T} = 0{,}2$; $\frac{t_{i2}}{T} = 0{,}8$) pentru aceeași poziție a cursorului potențiometrului R_0.

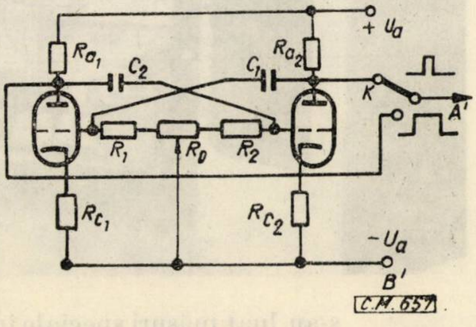


Fig. 4

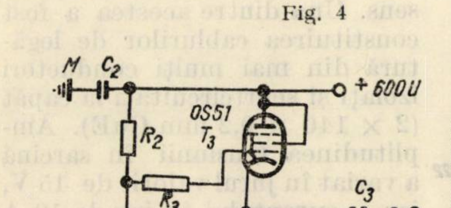


Fig. 5

b) *Generatorul de impulsuri* (*fig. 5*). Impulsurile de comandă se aplică în același timp pentodei T_1 și T_2. Prima pentodă amplifică și transmite semnalul tubului T_3. În acest fel în al doilea etaj format din T_2 și T_3 rezistivitățile interne ale celor două tuburi se modifică în sens contrar. Acest lucru face ca eficacitatea etajului să crească și amplitudinea impulsurilor generate să atingă valori foarte mari (circa 400 V) cu distorsiuni în același timp mici.

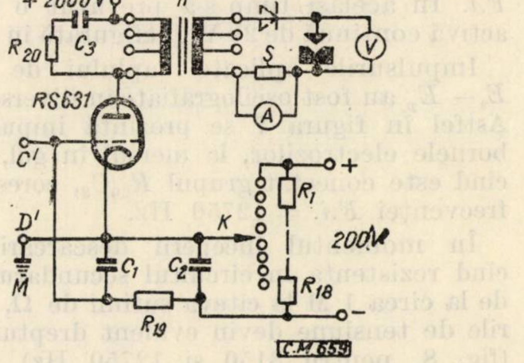


Fig. 6

Pentru a putea realiza distorsiuni minime, cuplajul dintre etaje ar fi fost ideal să fie galvanic, dar pentru a putea fixa mai ușor punctul optim de funcționare a fiecărui etaj s-a preferat cuplajul RC, păstrîndu-se condiția $RC \geqslant 10\ t_i$ impusă de căderea maxim admisibilă a palierului impulsului [6].

c) *Etajul final A.F.* (*fig. 6*). Schema etajului este clasică, negativarea tubului făcîndu-se separat de la o sursă exterioară de 220 V prin divizorul de tensiune $R_1 \ldots R_{18}$ (18 × 220Ω). Etajul este realizat pe trioda tip RS631 cu o putere utilă de 1600 W. În anodă este conectat transformatorul de ieșire Tr care de fapt constituie elementul cel mai important din întregul generator, deoarece de construcția lui depind atît forma impulsurilor transmise cît și puterea lor [5]. Transformatorul a fost calculat pentru cele cinci frecvențe de lucru, primarul bobinîndu-se în consecință cu prize mediane ; se-

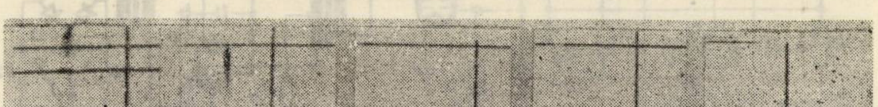


Fig. 7

cundarul este prevăzut de asemenea cu prize mediane pentru adaptarea în condiţii optime a impedanţelor de ieşire la cea a tubului.

Deoarece în momentul comutaţiei în înfăşurarea primară apar supravoltări periculoase (la mersul în gol circa 8—25 kV), s-a prevăzut un grup RC schimbabil, pentru cele cinci frecvenţe de lucru ($R_{20}C_3$), a cărui valoare s-a stabilit prin determinarea prealabilă a frecvenţei supratensiunii.

Această frecvenţă a fost de circa (15—20) *F.i.* În acelaşi timp s-a prevăzut o încărcare activă continuă de 20 W (nefigurată în schemă).

Impulsurile aplicate cuplului de electrozi $E_s - E_p$ au fost oscilografiate în diverse situaţii. Astfel în figura 7 se prezintă impulsurile la bornele electrozilor, la mersul în gol, în cazul cînd este conectat grupul $R_{20}C_3$, corespunzător frecvenţei *F.i.* = 12750 Hz.

În momentul începerii descărcărilor, deci cînd rezistenţa în circuitul secundarului scade de la circa 1 M la cîteva sutimi de Ω, impulsurile de tensiune devin evident dreptunghiulare (fig. 8, pentru 3150 şi 12750 Hz). Curentul (oscilogramele inferioare fig. 8) are un caracter oscilant ca urmare a existenţei inductivităţilor şi capacităţilor parazite.

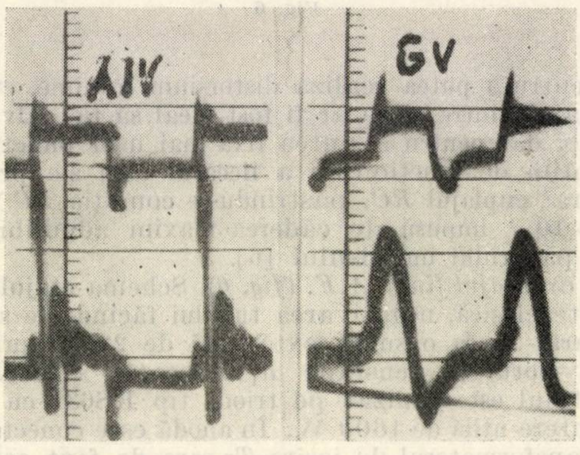


Fig. 8

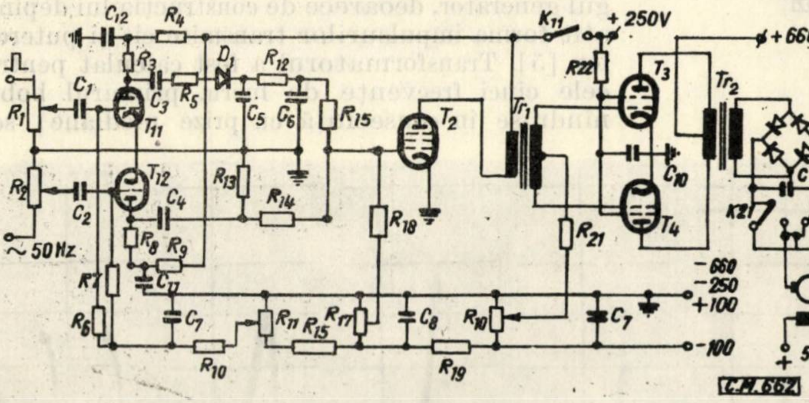

C12
R4
K11
+250V
+660U
R3
D1
R12
R22
T3
C1
C3
R5
Tr2
R1
C5
C6
R15
T2
Tr1
RD1
T11
T12
C10
R2
C4
R13
R14
C13
C2
R18
K21
K22
R21
T4
~50Hz
R8
R9
R7
C11
−660
−250
+100
Ma
R6
C7
R11
R15
R17
C8
R10
C7
−100
R10
R19
+
5V
−
C.M.662

Fig. 9

Ideal ar fi înlăturarea cît mai completă a acestora, lucru care nu a putut fi atins, deşi s-au luat măsuri speciale în acest sens. Una dintre acestea a fost constituirea cablurilor de legătură din mai mulţi conductori izolaţi şi scurtcircuitaţi la capăt (2 × 140 × 0,2 mm CuE). Amplitudinea tensiunii în sarcină a variat în jurul valorii de 15 V, iar a curentului în jur de 10 A în funcţie de cuplul de electrozi.

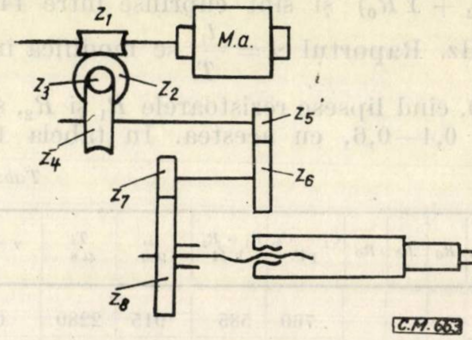

Z1
M.a.
Z3
Z2
Z5
Z4
Z6
Z7
Es
Z8
C.M.663

Fig. 10

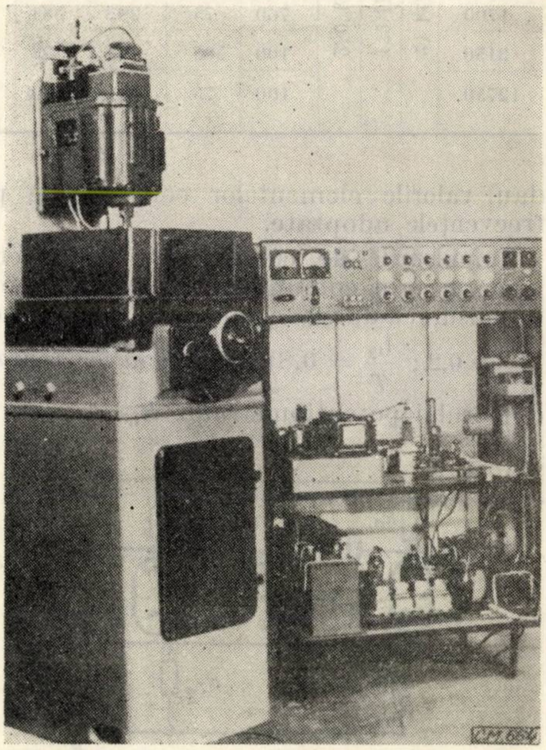


Fig. 11

d) *Mecanismul de avans.* În construcţia maşinilor de electroeroziune, sistemul de avans continuu al electrodului sculă reprezintă elementul care asigură buna funcţionare a maşinii. În prezent se cunosc diferite tipuri de sisteme de acţionare în marea lor majoritate simple, principial însă greu de realizat şi mai ales de echilibrat. Din această cauză a fost adoptat un sistem original relativ simplu însă foarte sigur în funcționare (fig. 9). Neajunsul principal al sistemului adoptat constă în aceea că nu asigură reversarea automată a mișcării. Acest dezavantaj în cazul de față ar putea fi eliminat prin compararea tensiunii dată de *RD1* (fig. 9) față de o tensiune continuă în opoziție. Din diferența celor două tensiuni s-ar putea alege o tensiune care, corespunzător situației în care se găsesc cei doi electrozi, să acționeze motorul *M.a.* într-un sens sau altul. Fiind vorba însă de cercetări, nu de lucru în condiții de uzină, nu s-a considerat necesară complicarea sistemului.

Funcționarea amplificatorului din figura 9 este simplă : atît timp cît tensiunea dintre cei doi electrozi este normală, ceea ce corespunde unei distanțe optime între electrozi, negativarea grilei de comandă a tubului T_2 este cea inițial aleasă și anume rezultată din diferența tensiunilor culese de pe potențiometrul R_{17} și cea dată de redresorul D_1 prin grupul R_{12} C_5 C_6 R_{15}. Sensibilitatea sistemului se reglează prin pozițiile corespunzătoare ale cursoarelor potențiometrelor R_1 și R_{17}. Tensiunea de 50 Hz, amplificată inițial de tubul T_{12}, se aplică tubului T_2 care o amplifică în tensiune și o transmite defazat pe cele două tuburi în contratimp T_3 și T_4. Astfel, tensiunea la ieșire depinde de amplificarea tubului T_2 și implicit de valoarea tensiunii dintre cei doi electrozi, adică evident de distanța dintre ei. Valoarea medie a avansului se reglează de la potențiometrul R_2.

Motorul de avans (24 V — 60 W), care poate fi astfel reglat între 100 și 10 000 rot/min, acționează, printr-un reductor cu roți dințate, broșa portelectrod la un raport total

$$\frac{Z1}{Z2}\cdot\frac{Z3}{Z4}\cdot\frac{Z5}{Z6}\cdot\frac{Z7}{Z8}=\frac{1}{15\,000} \text{ (fig. 10).}$$

O atenție deosebită s-a dat construcției elementelor reductorului pentru a realiza un mers silențios, la un joc minim, în scopul atingerii unei viteze de reacție maximă.

În figura 11 este redată vederea generală a mașinii. În dulapul electric sînt montate toate blocurile descrise pînă aici. Astfel, la nivelul inferior sînt montate redresorul de înaltă tensiune (2000 V) și transformatorul de ieșire. La nivelul mijlociu, în partea dreaptă, se vede generatorul de impulsuri cu amplificatorul final de putere, iar în stînga redresoarele de medie și joasă tensiune. În partea superioară a dulapului sînt montate, în afara panoului de comandă, subansamblul de relee și contactoare, amplificatorul de avans și oscilatorul pilot.

Blocul de comandă constituit din relee și contactoare este prevăzut cu un blocaj electric care permite conectarea blocurilor în funcție de o anumită succesiune a conectării la rețea sau între ele. Mașina este alimentată de la rețeaua de 220 V la o putere de circa 750 VA.

Partea mecanică este montată pe un batiu prevăzut cu ghidaje transversale (pentru cuva de lucru) și verticale (pentru capul portelectrod). Capacitatea cuvei, în care se găsește montat dispozitivul portpiesă este de 60 l, umplerea făcîndu-se cu ajutorul unei pompe cu roți dințate. În concluzie se poate spune că mașina descrisă, cu relativ puține transformări, legate în special de automatizarea comenzilor, ar putea fi utilizată în mod curent în producție, evident în mecanica fină.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Obaciu, Gh.* Contribuții la studiul comportării cuplului de electrozi piesă-sculă la prelucrarea materialelor indigene cu impulsuri electrice. Teză de doctorat. Inst. Politehnic Brașov, 1969.

[2] *Eckard, K.* Impulstechnik bei Generatoren für Funkenerosions Werkzeugmaschinen. În : Elektrotechnik, nr. 5, 1967.

[3] *Livșit, A. L.* Elektroerosive Metallbearbeitung unter besonder Beruksichtigung des neuen Elektroimpulsverfahren. Verlag — Technik, Berlin, 1959.

[4] *Kovacs, I.* Generator de impulsuri dreptunghiulare (în l. maghiară). În : Electrotehnika 55, nr. 8, 1962.

[5] *Smith, I. H.* Simplified Pulse Transformer Design. In : Electronic Engineering, nr. 6, 1957.

[6] *Kulikovschi, A. A.* Îndreptar de radioelectronică. Ed. III (traducere din l. rusă). Ed. tehnică, București, 1963.

CZ 621.43—716

Analiza factorilor care stabilesc domeniile de utilizare ale motoarelor răcite cu apă prin evaporare

Ing. Nicolae OPREA — Institutul de cercetări energetice industriale și proiectări de utilaje energetice — București.

Construcția simplă și durabilitatea mare a motoarelor monocilindrice orizontale, răcite cu apă prin evaporare, permite utilizarea lor la acționarea unor serii întregi de agregate industriale și agricole cum ar fi : agregate de preparat asfalt, betoniere, mașini de tăiat lemne, grupuri motopompă, grupuri electrogene, grupuri motocompresoare, ventilatoare, mori cu ciocănele, mașini de tocat nutrețuri etc.

Folosirea motoarelor monocilindrice orizontale, răcite cu apă prin evaporare, la acționarea acestor agregate și mașini este avantajoasă și din cauza întreţinerii simple şi a supravegherii uşoare, fapt care necesită mînă de lucru mai puţin calificată, avantaj care conduce la cheltuieli de întreţinere şi exploatare minime.

În cele ce urmează, se vor analiza factorii care influenţează condiţiile de funcţionare, stabilesc domeniile de utilizare şi impun schemele de montare ale motoarelor menţionate. În acest scop au fost încercate cinci tipuri de motoare, ale căror caracteristici principale sînt redate în tabela 1, determinîndu-se :

Tabela 1

Motor Parametrul	Tipul camerei de ardere	Alezaj	Cursă	Cursă/alezaj	Cilindree	PUTERE		Turaţie	Viteza medie a pistonului	Presiunea medie efectivă	
						Nominală	Maximă			Nominală	Maximă
Simbol	—	D	S	λ_D	V_h	P_n	P_{max}	n	v_n	p_m	
Unitate de măsură	—	mm	mm		dm³	CP	CP	r/min	m/s	kgf/cm²	
D6	Antecameră	100	140	1,400	1,100	6	8	1 200	5,60	4,091	5,455
D15		140	200	1,429	3,079	15	17	800	5,33	5,481	6,211
H7		95	110	1,158	0,779	7	7,7	1 500	5,50	5,392	5,931
D12	Injecţie directă	108	130	1,204	1,190	12	14	1 800	7,80	5,038	5,878
G		105	130	1,238	1,125	14	15,4	1 800	7,80	6,217	6,838

— timpul minim necesar pentru ca temperatura apei de răcire din motoare să atingă valoarea de 70—75°C, valoare la care motoarele pot funcţiona în condiţii mulţumitoare în sarcină ;

— timpul maxim, în care motoarele pot fi utilizate, la diferite încărcări, cu apă din bazinul propriu de răcire ;

— consumul specific de apă ;

— consumul specific de combustibil.

În mod obişnuit, la motoarele monocilindrice orizontale, răcite cu apă prin evaporare, apa de răcire nu este pusă în circulaţie de către o pompă, ea staţionînd în jurul zonelor calde ale cilindrului şi chiulasei (fig. 1).

La acest gen de motoare determinarea prin calcule directe a cantităţii de căldură cedată apei de răcire de către agentul motor, cantitate de căldură care stabileşte în bună măsură nivelul consumului specific de apă, este greu de realizat deoarece, la o asemenea determinare, ar trebui să se urmărească condiţiile nestaţionare de transmisie a căldurii în cazul arderii şi să se apeleze la ipoteze care pot să facă problematic rezultatul. Rezultă de aici că la baza determinării exacte a consumului specific de apă, precum şi a stabilirii timpilor de amorsare, stau totuşi încercările experimentale pe stand. Aceste experimentări au rolul de a întregi şi completa datele referitoare la exploatarea motorului, indicînd timpul de funcţionare continuă la diferite sarcini, fără pericol de blocare din cauza lipsei de apă, precum şi măsurile de siguranţă ce trebuie luate pentru a se asigura o funcţionare mai îndelungată.

Pentru a aprecia, comparativ, influenţa diferiţilor factori asupra consumului specific de apă, cele cinci motoare au fost încercate simultan, în aceleaşi condiţii de temperatură a apei de răcire din bazin şi de temperatură şi presiune a mediului ambiant, pe standuri de încercări organizate conform schemei din figura 2.

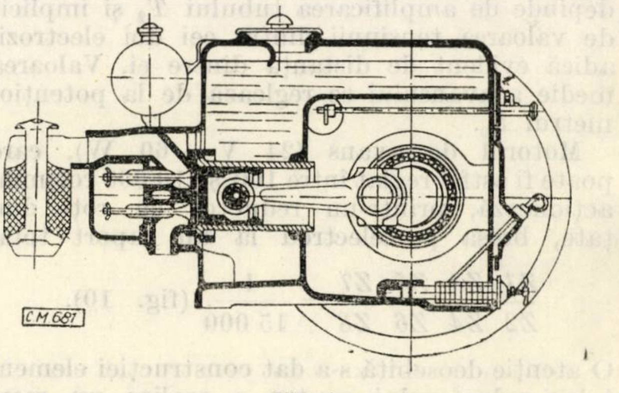


Fig. 1

Conform acestei scheme şi în vederea încercării, motorul *2* a fost instalat pe placa *3* a fundaţiei standului şi cuplat elastic cu frîna *1*.

Pentru asigurarea rodajului şi pornirii motorului, standurile au fost echipate cu cutii de viteze cu ambreiaj *4*, cuplate elastic cu motorul electric de antrenare *5*. Alimentarea cu combustibil s-a făcut prin rezervorul *6* şi prin intermediul instalaţiei de măsură de tip gravimetric *7*. Turaţia arborelui cotit s-a controlat cu tahometrul *8* şi s-a măsurat cu contorul de rotaţie *9*.

Temperatura apei de răcire s-a măsurat în partea superioară a bazinului printr-un termometru cu mercur *10*, montat în capacul de vizitare. Pentru ca apa din bazin să nu fie

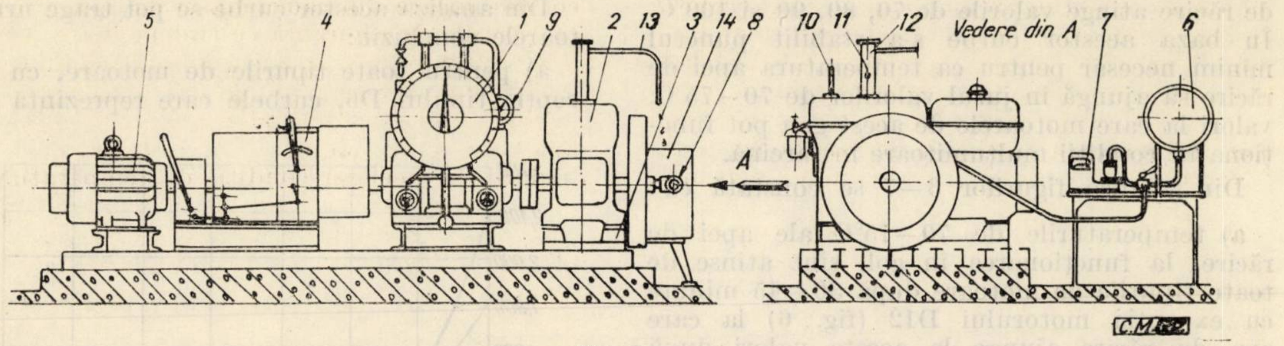


Fig. 2

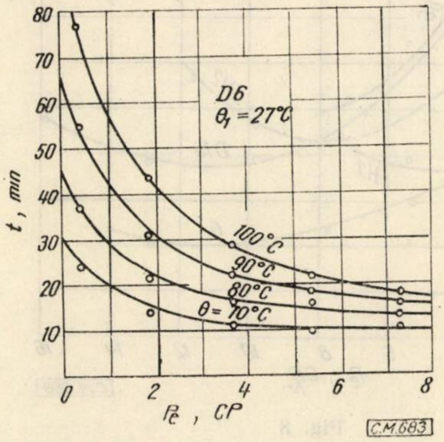


Fig. 3

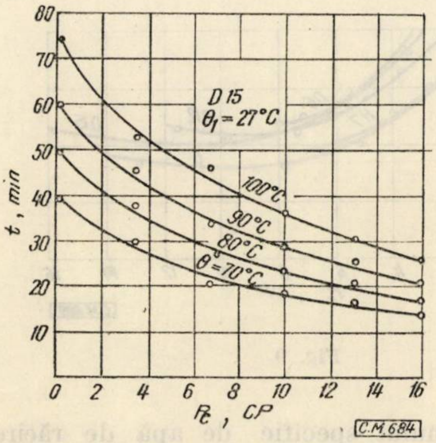


Fig. 4

evacuată cu violență în exterior, o dată cu aburul, pe gura de evacuare a aburului s-a prevăzut un tub *11* înalt de 150 mm, tub echipat în partea superioară cu capacul *12* și țeava de evacuare *13* cu diametrul de 10 mm. Eventualele scurgeri de apă au fost colectate în bazinul *14*.

În situația de mai sus motoarele au fost puse să funcționeze la puteri cuprinse între zero și puterea nominală, pînă la atingerea nivelului minim admis al apei de răcire.

Pe parcursul experimentărilor s-au controlat următoarele date :

1. temperatura apei de răcire θ_1 care la începutul fiecărei experimentări trebuia să aibă + 27°C ;
2. din 10 în 10 minute, pînă la atingerea punctului de fierbere, temperatura apei de răcire θ ;
3. turația ;
4. încărcarea la frînă ;
5. consumul specific de combustibil.

După oprirea motorului, apa recuperată a fost turnată în bazinul de răcire și s-a măsurat cantitatea de apă consumată prin evaporare.

Ca urmare a măsurării evoluției temperaturii apei de răcire în timp, la diferite încărcări, s-au putut trasa curbele din figurile 3—7.

Curbele reprezintă timpii după care, la diferite încărcări ale motorului, temperatura apei

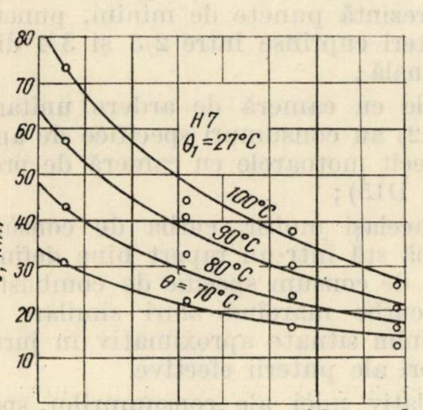


Fig. 5

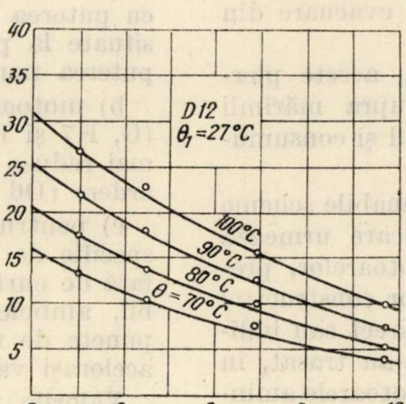


Fig. 6

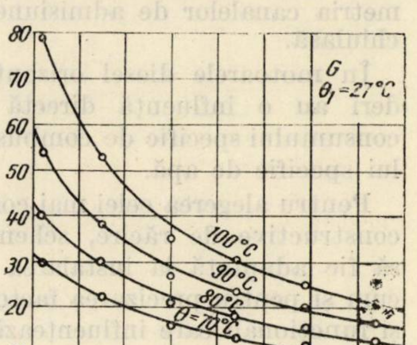


Fig. 7

de răcire atinge valorile de 70, 80, 90 şi 100°C. În baza acestor curbe s-a stabilit punctul minim necesar pentru ca temperatura apei de răcire să ajungă în jurul valorilor de 70—75°C, valori la care motoarele de acest gen pot funcţiona în condiţii mulţumitoare în sarcină.

Din analiza figurilor 3—7 se constată că:

a) temperaturile de 70—75°C ale apei de răcire, la funcţionarea în gol, sînt atinse de toate tipurile de motoare după 30—45 minute cu excepţia motorului D12 (fig. 6) la care apa de răcire ajunge la aceste valori după 14—17 minute;

b) temperatura de fierbere, la funcţionarea în gol, a fost atinsă, în medie, după 85 de minute la toate tipurile de motoare cu excepţia motorului D12 (fig. 6) la care apa a atins temperatura de fierbere după 31 de minute.

Anomaliile de la punctele a) şi b) se explică prin aceea că tipurile D6, D15, H7 şi G au bazinele de apă dimensionate corespunzător şi proporţional cu cantitatea de căldură evacuată prin apa de răcire, pe cînd tipul D12 are bazinul de apă mai mic, soluţia presupunînd montarea în exploatare a unui bazin suplimentar de tablă peste bazinul existent.

Curbele trasate experimental în figurile 3—7 pot servi atît pentru stabilirea timpilor de încălzire a motoarelor, cît şi pentru o apreciere indirectă a formei şi dimensiunilor bazinelor proprii de răcire în funcţie de timpul efectiv de funcţionare continuă şi de puterea medie de exploatare.

Pierderile care însoţesc procesul de transformare a energiei într-un motor cu combustie internă sînt condiţionate în bună parte de schimbul de căldură dintre agentul de lucru şi pereţii cilindrului, aşa-numitele pierderi în pereţi. Aceste pierderi depind de tipul ciclului, mărimea fluxului de căldură, raportul de compresiune, nivelul de temperatură al motorului, forma cilindrului, geometria mecanismului de acţionare, forma camerei de combustie şi geometria canalelor de admisiune şi evacuare din chiulasă.

În motoarele diesel orizontale, aceste pierderi au o influenţă directă asupra mărimii consumului specific de combustibil şi consumului specific de apă.

Pentru alegerea celei mai convenabile scheme constructive de răcire, schemă care urmează să fie adaptată la instalarea motoarelor, precum şi pentru precizarea factorilor constructivi şi funcţionali care influenţează direct sau indirect consumul specific de apă, s-au trasat, în baza măsurătorilor efectuate pe motoarele amintite, curbele din figurile 8 şi 9, curbe care reprezintă variaţia consumurilor specifice de apă şi combustibil cu puterea.

Din analiza acestor curbe se pot trage următoarele concluzii:

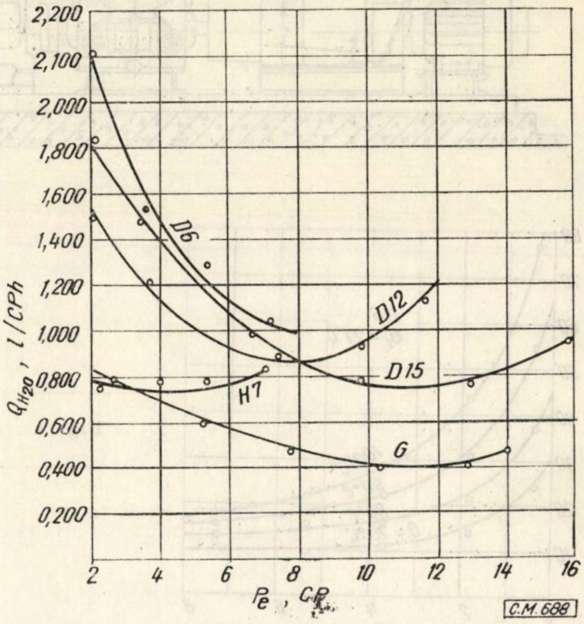


Fig. 8

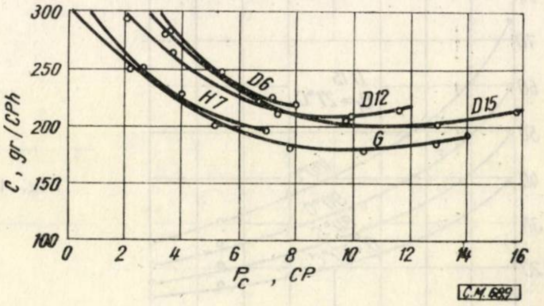


Fig. 9

a) pentru toate tipurile de motoare, cu excepţia tipului D6, curbele care reprezintă variaţia consumului specific de apă de răcire cu puterea prezintă puncte de minim, puncte situate la puteri cuprinse între 2/3 şi 3/4 din puterea nominală;

b) motoarele cu cameră de ardere unitară (G, H7 şi D12) au consumuri specifice de apă mai reduse decît motoarele cu cameră de preardere (D6 şi D15);

c) pentru acelaşi motor, curba de consum specific de apă stă într-un raport bine definit faţă de curba de consum specific de combustibil, ambele curbe marcînd aluri similare şi puncte de minim situate aproximativ în jurul aceloraşi valori ale puterii efective.

Valorile relativ mici ale consumurilor specifice de apă, obţinute la motoarele cu cameră de ardere unitară, faţă de valorile relativ mari ale consumurilor specifice de apă, obţinute la motoarele cu cameră de preardere, se explică prin mai multe cauze şi anume:

— La motoarele cu cameră de ardere unitară, suprafaţa de schimb de căldură este relativ mică, ceea ce micşorează pierderile de căldură. O reducere suplimentară a pierderilor de căldură se obţine la aceste motoare şi datorită faptului că au camerele de ardere plasate în întregime în piston, şi deci au o suprafaţă mai mică de răcire în contact direct cu apa. Totodată, turbulenţa relativ redusă a aerului nu intensifică pierderile de căldură prin convecţie.

— La motoarele cu cameră de preardere, suprafeţele răcite intens cu apă sînt mari, fapt ce conduce la creşterea pierderilor de căldură, iar turbulenţa intensă a aerului intensifică pierderile de căldură prin convecţie.

Din cîte se poate constata, la toate motoarele analizate valoarea consumului specific de combustibil este în strînsă legătură cu valoarea consumului specific de apă, valoarea consumului specific de combustibil fiind elementul care influenţează în cea mai mare măsură valoarea consumului specific de apă. Acesta este şi unul dintre principalele motive pentru care la motoarele diesel orizontale, răcite cu apă prin evaporare, se preferă camerele de ardere unitare.

Dintr-o analiză mai atentă a curbelor de consum specific de apă, ale motoarelor cu cameră de ardere unitară, se constată că cele mai ridicate valori le prezintă motorul D12. Acest fapt a fost explicat prin aceea că chiulasa, realizată şi încercată pe motor, nu asigură o mişcare de rotaţie a aerului în jurul axei cilindrului, ea avînd canalul de admisiune neorientat tangenţial faţă de poarta supapei. Nerealizarea dirijării aerului în acest fel a provocat:

— viteze ridicate de creştere a presiunii;

— creşterea substanţială a fumului începînd chiar la sarcini mici;

— desfăşurarea incompletă a arderii.

Aceste fenomene au condus la creşterea consumului specific de combustibil şi, implicit, la creşterea consumului specific de apă. Se consideră că modificarea formei constructive a canalului de admisiune, prin orientarea lui tangenţială faţă de poarta supapei, va remedia deficienţele semnalate şi va aduce şi aceste performanţe ale motorului D12 la nivelul performanţelor altor motoare similare.

Din studiul experimental efectuat se poate trage concluzia că la motoarele diesel orizontale cu rapoarte de compresiune sensibil egale, cu aceeaşi geometrie a mecanismului de acţionare şi cu aceeaşi formă constructivă a cilindrului, factorii care influenţează în mod hotărîtor consumurile specifice de combustibil şi apă sînt forma camerei de combustie şi geometria canalelor de admisiune şi evacuare din chiulasă.

Conform figurii 8, motoarele analizate nu pot funcţiona cu apa din bazinul propriu de răcire decît un timp limitat. Avînd volumul de apă disponibil, precum şi puterea la care unul dintre cele cinci motoare urmează să funcţioneze, se poate determina cu precizie, cu ajutorul diagramei 8, timpul după care trebuie făcută umplerea cu apă a bazinului. Pentru puterile nominale ale acestor motoare, aceşti timpi rezultă din tabela 2.

Tabela 2

Motor parametrul	Putere	Consum specific		Volumul de apă disponibil	Timp efectiv de funcţionare la puterea nominală
		Combustibil	Apă		
Unitate de măsură	CP	g/CPh	l/CPh	l	min
D6	6	235	1,13	16,5	145
D15	15	212	0,88	26,9	120
H7	7	197	0,82	11,3	120
D12	12	220	1,200	11,8	50
G	14	192	0,46	12,1	110

Sînt însă situaţii, în exploatare, cînd motorul este pus să funcţioneze un timp mai îndelungat.

În aceste cazuri completările repetate cu apă necesită întreruperi ale lucrului şi o supraveghere suplimentară. Pentru eliminarea acestei deficienţe, în prezent sînt utilizate mai uzual patru scheme de montaj, prin care se poate asigura apa de răcire necesară motoarelor la o funcţionare mai îndelungată.

Cea mai simplă este schema de funcţionare în circuit deschis, prezentată în figura 10.

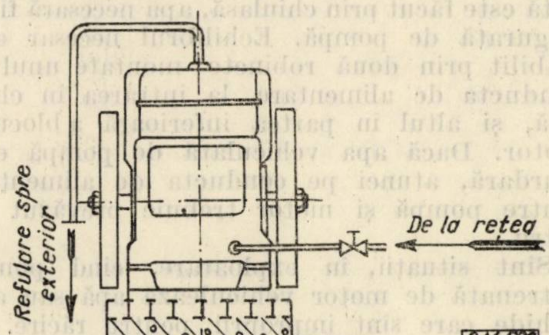


Fig. 10

Conform acestei scheme, apa de răcire este completată în permanenţă prin partea inferioară a bazinului de la reţea. Menţinerea constantă a nivelului şi echilibrarea temperaturii se fac cu evacuarea în permanenţă din motor a unei cantităţi de apă caldă prin partea superioară a blocului motor. Reglarea debitului celor două cantități de apă se realizează cu ajutorul unui robinet, montat pe conducta de la rețea.

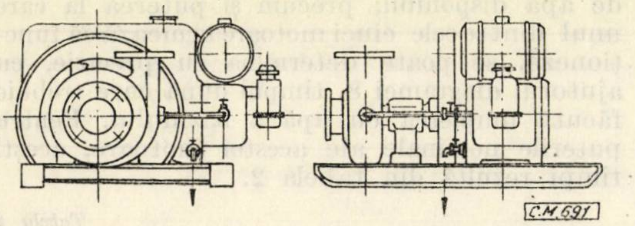


Fig. 11

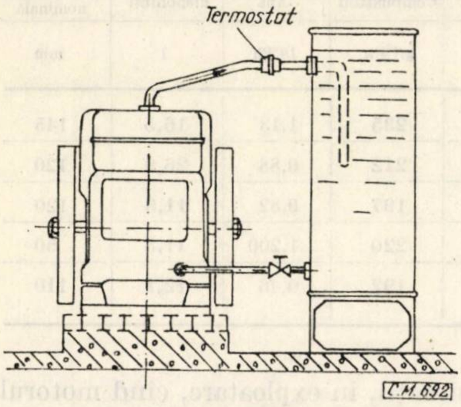


Fig. 12

Schema este folosită cînd motorul este instalat în spații închise și este utilizat la antrenarea morilor cu ciocănele, a generatoarelor sau a ventilatoarelor.

În cazul cînd motorul este utilizat la antrenarea pompelor de apă, se recomandă utilizarea schemei de răcire din figura 11.

În această situație, adaosul de apă proaspătă este făcut prin chiulasă, apa necesară fiind asigurată de pompă. Echilibrul necesar este stabilit prin două robinete montate unul pe conducta de alimentare, la intrarea în chiulasă, și altul în partea inferioară a blocului motor. Dacă apa vehiculată de pompă este murdară, atunci pe conducta de alimentare dintre pompă și motor trebuie prevăzut un filtru.

Sînt situații, în exploatare, cînd pompa antrenată de motor vehiculează apă sau alte lichide care sînt improprii pentru răcire. În acest caz se poate utiliza un sistem de răcire cu termostat și rezervor (fig. 12).

Pentru motoarele analizate, capacitatea rezervoarelor este de 300–500 l în cazul în care sînt utilizate în regiuni cu climă temperată, și de 800–1000 l, în cazul în care sînt utilizate în regiuni cu climă tropicală.

Dacă pentru a se ajunge la capacitatea necesară sînt necesare mai multe rezervoare, ele pot fi legate prin două conducte, una în nivel cu conexiunea de jos, care merge la motor, și alta în nivel cu conexiunea de sus.

Cînd motoarele lucrează în una din situațiile de mai sus, temperatura de ieșire a apei trebuie să fie cuprinsă între 70 și 90°C. În toate cele trei cazuri, curgerea trebuie strangulată, pînă cînd temperatura de ieșire a apei din motor se situează în limitele menționate mai sus.

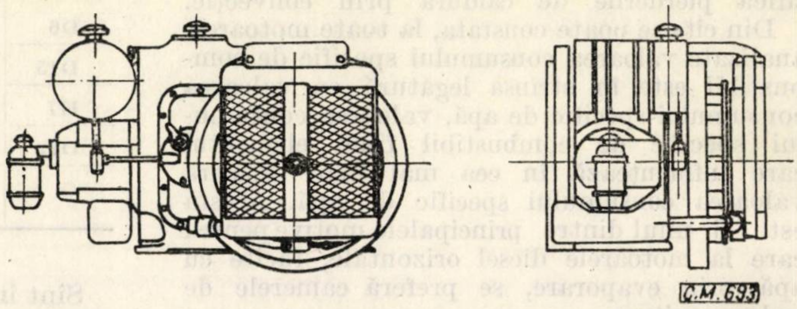


Fig. 13

Sînt situații în care schemele de răcire descrise mai sus devin improprii. În acest caz se poate adopta un sistem de răcire forțată (fig. 13), alcătuit dintr-o suflantă axială, montată pe volant, un radiator, o pompă de apă și conducte de legătură.

O astfel de schemă de răcire este utilizată îndeosebi cînd motoarele se montează pe agregate motocompresoare, grupuri electrogene sau diferite utilaje de construcții.

Studiul experimental efectuat a scos în evidență metodele de rezolvare a răcirii cu apă prin evaporare a motoarelor diesel monocilindrice orizontale, rezultatele obținute servind la realizarea în exploatare a unor scheme de montaj favorabile, iar în proiectare la adoptarea unor soluții constructive adecvate.

CZ 621 – 231 : 681.321

Unele aspecte ale utilizării calculatorului electronic MECIPT-1 la rezolvarea unor probleme din domeniul teoriei mecanismelor

Ing. Dan PERJU – Institutul politehnic – Timişoara
Dr. ing. Francisc KOVACS – Institutul politehnic – Timişoara
Matem. Ştefan MĂRUŞTERU – Institutul politehnic – Timişoara

Utilizarea calculatorului MECIPT-1 la rezolvarea unor probleme de analiză cinematică a mecanismelor cu elemente articulate.

În lucrările [9, 10] se prezintă o nouă metodă analitică pentru determinarea parametrilor cinematici ai mecanismelor plane de clasa II, dîndu-se relaţiile corespunzătoare de calcul pentru fiecare aspect în parte. Aceste relaţii pot fi uşor programate la un calculator. Pentru ilustrarea metodei s-a realizat un program pentru calculatorul electronic MECIPT-1, cu ajutorul căruia se pot determina parametrii cinematici ai unui mecanism patrulater articulat [11].

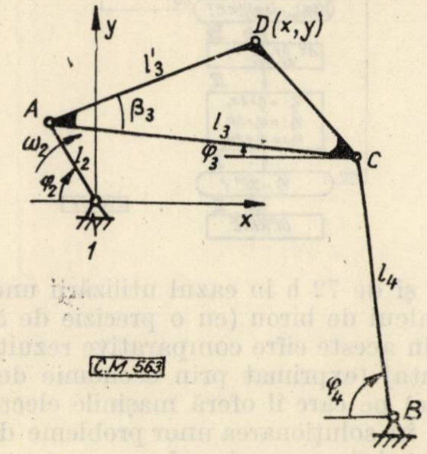


Fig. 1

Cu notaţiile din figura 1, poziţia de rang $i+1$ a fiecărui element mobil în funcţie de poziţia avută anterior momentului considerat (i) se determină cu relaţia :

$$(\varphi_k)_{i+1} = (\varphi_k)_i + (\Delta\varphi_k)_{i,\,i+1}\,, \qquad k = 2,3,4. \tag{1}$$

Pentru manivela motoare ($k=2$) se admite o creştere uniformă a unghiului de poziţie, adică $\Delta\varphi_2 = \text{ct.}$

Variaţia unghiurilor de poziţie pentru elementele 3 şi 4 sînt date de relaţiile :

$$\Delta\varphi_3 = -2\arcsin\left[\frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_4-\frac{\Delta\varphi_4}{2}\right)}{\sin\left(\varphi_4+\frac{\Delta\varphi_4}{2}-\varphi_3-\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right)}\,\frac{\Delta S_A}{2\,l_3}\right],$$

$$\Delta\varphi_4 = +2\arcsin\left[\frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_3-\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right)}{\sin\left(\varphi_4+\frac{\Delta\varphi_4}{2}-\varphi_3-\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right)}\,\frac{\Delta S_A}{2\,l_4}\right], \tag{2}$$

în care :

φ_k $(k = 2,3,4)$ sînt unghiurile momentane ale direcţiilor elementelor ;

$\Delta S_A = 2\,l_2 \sin\frac{\Delta\varphi_2}{2}$ – deplasarea liniară a punctului A între două poziţii succesive.

Se observă că valorile lui $\Delta\varphi_3$ şi $\Delta\varphi_4$ depind una de cealaltă şi deci se va aplica un calcul iterativ admiţîndu-se iniţial $(\Delta\varphi_3)_0 = 0$ şi $(\Delta\varphi_4)_0 = 0$, şi punînd condiţia de precizie :

$$\left|(\Delta\varphi_k)_{j+1} - (\Delta\varphi_k)_j\right| < \varepsilon,$$

unde j este rangul iteraţiei, iar $\varepsilon = 10^{-6}$ reprezintă abaterea maximă admisă în determinarea mărimilor date de relaţiile (2).

Coordonatele punctului D pentru poziţia *a m-a* a mecanismului sînt date de relaţiile :

$$x_m = x_0 + \sum_{0}^{m-1} \Delta x_{i,\,i+1}\,, \qquad y_m = y_0 + \sum_{0}^{m-1} \Delta y_{i,\,i+1}\,. \tag{3}$$

Variaţiile coordonatelor punctului D din bielă, corespunzătoare trecerii acestuia din poziţia i în poziţia $i+1$, se exprimă în funcţie de variaţiile unghiurilor de poziţie prin relaţiile :

$$\Delta x_{i,\,i+1} = \Delta S_A \sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}\right) + 2\,l'_3 \sin\frac{\Delta\varphi_3}{2}\sin\left(\beta_3-\varphi_3-\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right), \tag{4}$$

$$\Delta y_{i,\,i+1} = \Delta S_A \cos\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}\right) - 2\,l'_3 \sin\frac{\Delta\varphi_3}{2}\cos\left(\beta_3-\varphi_3-\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right),$$

Componentele vitezei, respectiv acceleraţiei punctului D după direcţiile axelor de coordonare sînt :

$$\begin{aligned} V_{Dx} &= V_A \sin\varphi_2 - l'_3\,\omega_3 \sin(\beta_3 - \varphi_3), \\ V_{Dy} &= V_A \cos\varphi_2 + l'_3\,\omega_3 \cos(\beta_3 - \varphi_3), \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} a_{Dx} &= V_A\,\omega_2 \cos\varphi_2 + l'_3\,\varepsilon_3 \sin(\beta_3 - \varphi_3) - \\ &\quad - l'_3\,\omega_3^2 \cos(\beta_3 - \varphi_3), \\ a_{Dy} &= V_A\omega_2 \sin\varphi_2 - l'_3\,\varepsilon_3 \cos(\beta_3 - \varphi_3) - \\ &\quad - l'_3\,\omega_3{}^2 \sin(\beta_3 - \varphi_3), \end{aligned} \tag{6}$$

în care :

$V_A = \omega_2\, l_2$ este viteza punctului A ;

şi :

$$\omega_3 = -\frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_4)}{\sin(\varphi_4 - \varphi_3)}\,\frac{V_A}{l_3} = Q\,\frac{V_A}{l_3}, \tag{7}$$

$$\varepsilon_3 = \left(\frac{\partial Q}{\partial\varphi_2}\,\omega_2 + \frac{\partial Q}{\partial\varphi_3}\,\omega_3 + \frac{\partial Q}{\partial\varphi_4}\,\omega_4\right)\frac{V_A}{l_3} \tag{8}$$

reprezintă viteza, respectiv acceleraţia unghiulară a elementului *3* în raport cu elementul fix *1*, unde :

$\omega_4 = \dfrac{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)\,V_A}{\sin(\varphi_4 - \varphi_3)\,l_4}$ — viteza unghiulară absolută a elementului *4*.

Programul de calcul s-a întocmit pentru un mecanism patrulater articulat avînd dimensiunile (conform fig. 1) :

$l_2 = 20$ mm,
$l_3 = l'_3 = l_4 = 60$ mm,
$\beta_3 = 30°$,

cu poziţia iniţială dată de :

$\varphi_2 = \varphi_4 = 90°$,
$\varphi_3 = 30°$.

Viteza unghiulară a elementului motor s-a admis constantă şi egală cu $\omega_2 = 1$ rad/s.

S-au admis 36 de poziţii ale manivelei motoare, astfel că $\Delta\varphi_2 = 10°$.

Schema logică a programului este dată în figura 2.

Blocul II conţine datele iniţiale, notaţia $\varphi_k = \varphi_k^0$ avînd semnificaţia unei memorări ; valoarea φ_k^0 se memorează la adresa rezervată variabilei φ_k.

Calculul creşterilor $\Delta\varphi_3$ şi $\Delta\varphi_4$ după relaţiile (2), notate în schema logică cu f_3 şi f_4 (blocul *IV*), se face iterativ plecînd de la $(\Delta\varphi_3)_0 = 0$ şi $(\Delta\varphi_4) = 0$ (III). După fiecare iteraţie se verifică condiţiile logice *V* şi *VI* ($\varepsilon = 10^{-6}$), trecîndu-se la iteraţia următoare cu noile valori (*VII*), dacă cel puţin una dintre aceste condiţii nu este satisfăcută. În cazul că ambele condiţii (*V* şi *VI*) sînt satisfăcute, se trece mai departe la calcularea mărimilor din blocul *VIII* conform relaţiilor (4), (5) şi (6).

Dacă $\varphi_2 + \Delta\varphi_2 \neq 90°$ (*X*), întregul ciclu din schema logică se reia cu valorile $\varphi_k + \Delta\varphi_k$, $k = 2,3,4$ (*IX*), în caz contrar calculatorul se opreşte.

În tabela 1 sînt trecute rezultatele parţiale ale calculelor numerice, în figura 3 s-a reprezentat traiectoria punctului D admiţîndu-se ca origine a sistemului de axe poziţia iniţială a acestuia, iar în figura 4 s-au trasat diagramele de variaţie ale proiecţiilor deplasărilor, vitezelor şi acceleraţiilor punctului D pe direcţia axei x în cele 36 de poziţii admise.

Timpul de calcul efectiv la maşină a fost de 0 h 45' cu o precizie de 6 zecimale la mărimile unghiulare şi 7 la cele liniare faţă de circa 54 h în cazul rezolvării problemei cu ajutorul riglei de calcul şi de 72 h în cazul utilizării unei maşini de calcul de birou (cu o precizie de 5 zecimale). Din aceste cifre comparative rezultă marele avantaj (exprimat prin economie de timp şi precizie) pe care îl oferă maşinile electronice de calcul în soluţionarea unor probleme de analiză cinematică a mecanismelor.

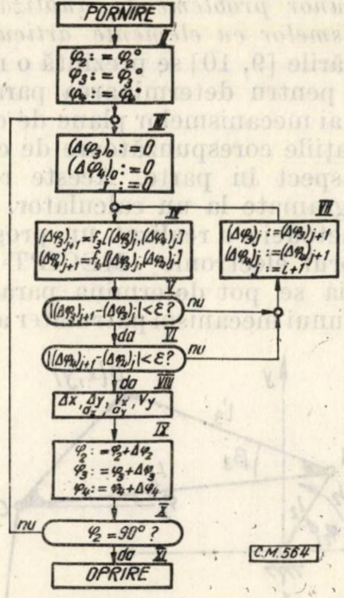


Fig. 2

Utilizarea calculatorului electronic MECIPT-1 la soluţionarea unor probleme de sinteză dimensională a mecanismelor cu cuple inferioare.

Dacă în sinteza mecanismelor cu cuple superioare există metode analitice relativ simple de dimensionare, la mecanismele cu elemente articulate problema este ceva mai complexă. Metodele analitice de sinteză a mecanismelor cu elemente articulate au revenit în actualitate o dată cu posibilitatea rezolvării lor la calculatoarele electronice. Se cunosc o serie de metode analitice de sinteză a mecanismelor cu elemente articulate de diferite destinaţii funcţionale [3, 5, 6, 7, 17, 18, 21], metode aplicabile eficient doar prin utilizarea calculatoarelor.

Autorii prezentei lucrări au elaborat la rîndul lor cîteva metode analitice de sinteză a mecanismelor cu elemente articulate [12, 13, 14, 15]. Două dintre acestea, soluţionate cu ajutorul calculatorului electronic MECIPT—1, sînt prezentate aici.

Tabela 1

Poz.	φ_2^0	φ_3^0	φ_4^0	$\Delta\varphi_3^0$	$\Delta\varphi_4^0$	Δx_D • mm	Δy_D • mm	V_{D_x} • mm/s	V_{D_y} • mm/s	a_{D_x} • mm/s²	a_{D_y} • mm/s²
1	099,999998	029,783464	093,426389	000,216533	003,426389	03,4725346	−00,0770916	19,9999998	00,0000000	00,0000000	−04,6039916
2	109,999998	029,161514	096,963142	−000,621949	003,536753	03,3614426	−00,2510290	19,6864982	−00,9177608	−03,6343647	−05,7820171
3	119,999967	028,169385	100,497757	−000,991229	003,534613	03,1353997	−00,4346831	18,7225461	−01,9682099	−07,4218757	−06,1045689
	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
35	079,999994	029,768565	086,797209	000,722663	002,870528	03,3752678	00,1455770	18,8918435	00,9563095	05,9620171	−00,7131304
36	089,999994	029,999994	090,000002	000,231429	003,202792	03,4734523	00,0614934	19,7075515	00,6514440	03,2719638	−02,7813265
1	099,999993	029,783461	093,426392	−000,216533	003,426388	03,4725347	−00,0770912	19,9999998	−00,0000014	00,0000008	−04,6039935

Utilizarea calculatorului electronic MECIPT-1 la sinteza unui mecanism generator de funcţiuni. În lucrarea [12] s-a pus problema sintezei analitice a unui mecanism generator

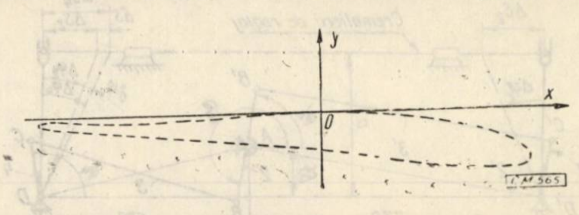


Fig. 3

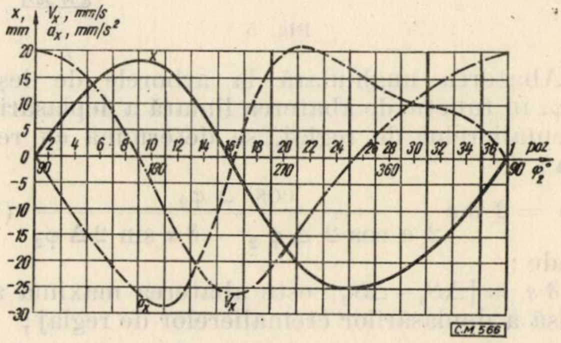


Fig. 4

de funcţiuni, capabil să reproducă cu o eroare prescrisă funcţia $f(x) = -x$. Lucrarea a fost realizată în urma unei colaborări cu U.C.M. Reşiţa, avînd ca obiectiv proiectarea unui mecanism cu elemente articulate capabil să transmită mişcarea de rotaţie între arborii de reglaj ai noului motor diesel de 2500 CP, astfel ca raportul de transmitere să fie aproximativ egal cu −1, abaterile maxime relative ale deplasărilor celor două cremaliere de reglaj fiind date [13]. Din studiul condiţiilor funcţionale şi constructive date, s-a ajuns la un mecanism cu 6 elemente articulate conform schemei Watt, rezultat din înserierea unui mecanism paralelogram cu unul antiparalelogram. Cum raportul de transmitere al mecanismului paralelogram articulat este riguros egal cu 1, rămîne ca mecanismul antiparalelogram să fie astfel proiectat încît raportul său de transmitere să nu difere de valoarea −1 cu mai mult de o cîtime prescrisă.

Relaţia de sinteză conform figurii 5 este:

$$e = \frac{|\delta\varphi|}{\{\delta\varphi^2 + [2\,(1 - \cos\Delta\varphi_2) + \delta\varphi \sin\Delta\varphi_2]^2\}^{1/2}}, \tag{9}$$

în care:

$\delta\varphi$ este abaterea unghiulară maximă admisă la arborele de ieşire *4*;

$\Delta\varphi_2$ — unghiul maxim de rotaţie a manivelei motoare 2 faţă de poziţia de referinţă în care $i = -1$;

$e = \frac{l_2}{l_1}$ — excentricitatea centroidelor-elipse în mişcare relativă a elementelor *2* şi *4*.

Cunoscînd valoarea lui e şi fiind dată distanţa dintre axe l_1, rezultă dimensiunile mecanismului antiparalelogram.

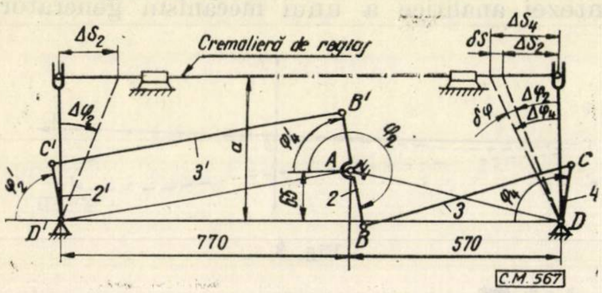


Fig. 5

Abaterea unghiulară la arborele de ieşire $\delta\ \varphi$, în funcţie de abaterea liniară a deplasărilor cremalierelor de reglaj, se determină cu relaţia :

$$\delta\varphi = 2\ \delta\ s \frac{\cos^2 \Delta\ \varphi_2}{2\ a \cos 2\ \Delta\ \varphi\ _2 - \delta\ s \sin 2\ \Delta\ \varphi_2} \quad (10)$$

unde :

$\delta\ s = | \Delta S_4 - \Delta S_2 |$ este abaterea maximă admisă a deplasărilor cremalierelor de reglaj ;

a — distanţa cremalierelor de reglaj la linia centrelor.

Relaţiile (9) şi (10) se pot programa la calculator cu următoarele date iniţiale :

$a = 88$ mm,

$\delta s = 0{,}36$ mm,

$\Delta\varphi_2 = 11°15'$.

Rezolvînd, se obţine $e = 0{,}0978617$ şi cunoscînd lungimea elementului fix $l_1 = AD = 573{,}62$ mm, rezultă lungimea manivelelor mecanismului antiparalelogram $l_2 = 56$ mm. La mecanismul paralelogram s-a admis aceeaşi lungime pentru manivele.

În vederea verificării preciziei realizate de mecanismul astfel obţinut s-a făcut o analiză cinematică a acestuia conform relaţiilor (2) aplicînd programul cu schema logică din figura 2 mai puţin blocul VIII şi cu condiţia X pusă sub forma $78° \leqslant \varphi'_2 \leqslant 103°$. Determinările s-au făcut pentru creşteri de cîte un grad la manivela motoare, cu valorile iniţiale :

$\varphi'_2 = 78°05'39'' = \varphi'_4$,

$\varphi'_3 = 4°49'45''$,

pentru mecanismul paralelogram, respectiv :

$\varphi_2 = \varphi'_4 + 181°48'40'' = 259°54'19''$,

$\varphi_3 = 174°34'28''$,

$\varphi_4 = 102°06'\ 57''$,

pentru mecanismul antiparalelogram.

În final s-a determinat abaterea deplasării unei cremaliere de reglaj în raport cu cealaltă, conform relaţiei :

$$\delta s = | \Delta\ S_4 - \Delta\ S_2 | = a \left| \frac{\delta\varphi\ (1 + \mathrm{tg}^2\ \Delta\ \varphi_2)}{1 - \delta\ \varphi\ \mathrm{tg}\ \Delta\ \varphi_2} \right| . \quad (11)$$

Curba erorilor astfel determinate este reprezentată în figura 6.

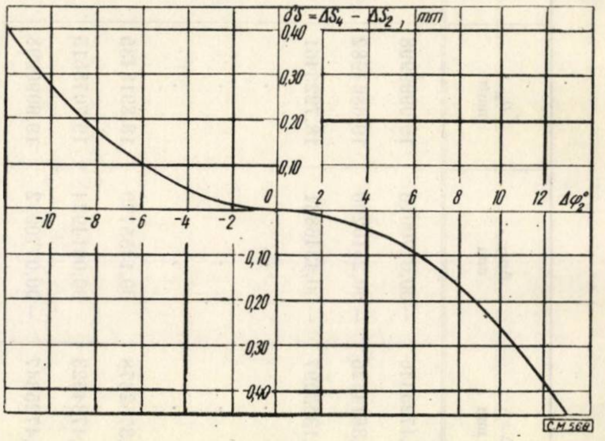


Fig. 6

Se observă că abaterea maximă admisă a deplasărilor cremalierelor de reglaj nu este depăşită de mecanismul proiectat în cîmpul de reglare impus.

Utilizarea calculatorului MECIPT—1 la rezolvarea unei probleme de sinteză dimensională a unui mecanism spaţial. În [15] s-au calculat dimensiunile unui mecanism spaţial de familia zero, care să deplaseze un punct al unui element pe o traiectorie spaţială prescrisă. Această traiectorie coincide cu linia de divizare

Tabela 2

Poz. / Coord. mm.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
x_A	1,34	0,91	0,57	0,32	0,14	0,035	0	0,035	0,14	0,32	0,57	9,01	1,34
y_A	44,00	44,66	45,33	46,00	46,66	47,33	48,00	48,66	49,33	50,00	50,66	51,30	52,00
z_A	32,97	33,49	33,99	34,50	35,50	35,85	36,00	36,50	37,00	37,50	38,00	38,50	38,90
x_B	−0,365	− 0,220	− 0,134	− 0,069	− 0,027	− 0,006	0,000	− 0,006	− 0,066	− 0,067	− 0,070	− 0,080	− 0,103
y_B	−12	−11,33	−10,66	−10,00	− 9,33	− 8,66	− 8,00	− 7,33	− 6,66	− 6,00	− 5,33	− 4,66	− 4,00
z_B	− 8,99	− 8,13	− 7,99	− 7,49	− 6,99	− 6,50	− 6,00	− 5,50	− 5,00	− 4,50	− 4,00	− 3,50	− 2,99

a unei danturi Gleason. Coordonatele unor puncte A aflate pe această traiectorie sînt date în tabela 2.

În figura 7 s-a reprezentat schema cinematică a mecanismului proiectat. Elementele *2* și *3* obligă punctul A să se găsească mereu pe suprafața exterioară a unui con cu vîrful în 0, avînd semiunghiul la vîrf:

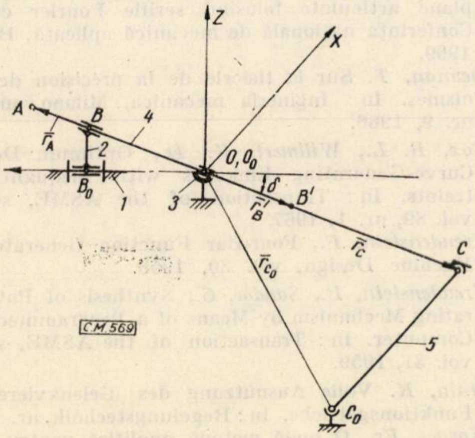


Fig. 7

$$\delta = 36°52'11''.$$

Lungimea elementului *5* (distanța dintre centrele C și C_0 ale celor două articulații sferice), ca și pozițiile punctelor C pe elementul *4* și C_0 pe elementul *1*, au fost determinate din condiția ca traiectoria reală a punctului A să o intersecteze pe cea propusă într-un număr k de puncte prescrise („puncte de precizie").

Elementul *5* fiind de lungime constantă, se poate scrie (în raport cu sistemul de axe prezentat în figura 7):

$$(\overline{r}_{Ci} - \overline{r}_{C0})^2 = (\overline{r}_{C1} - \overline{r}_{C0})^2, \qquad (12)$$

$$(i = 2,\ 3,\ 4 \ldots).$$

Cum punctul C se găsește mereu pe dreapta AO_0,

$$\overline{r}_{Ci} = \overline{r}_{Ai} + \lambda\,(\overline{r}_{Bi} - \overline{r}_{Ai}), \qquad (13)$$

$$(i = 1,\ 2,\ 3 \ldots),$$

unde B este un punct oarecare cunoscut de pe dreapta AO_0, iar λ un număr rațional.

Eliminînd $\overline{r}_{Ci}$ din relațiile (12) și (13), se obține:

$$[\overline{r}_{A1} + \lambda\,(\overline{r}_{B1} - \overline{r}_{A1}) - \overline{r}_{C0}]^2 = [\overline{r}_{Ai} + \lambda\,(\overline{r}_{Bi} - \overline{r}_{Ai}) - \overline{r}_{C0}]^2. \qquad (14)$$

Pentru k poziții ale elementului *4*, se pot scrie $k-1$ relații de tipul (14), numărul necunoscutelor fiind *4* (coordonatele punctului C_0 și coeficientul λ). Cu acestea, numărul de „puncte de precizie" este:

$$k = 5,$$

deci pentru definirea lungimii elementului *5* și a poziției punctelor C și C_0 sînt necesare 5 poziții ale punctului A. S-au ales pozițiile 1, 4, 7, 10 și 13 din tabela 2. În aceeași tabelă sînt trecute și coordonatele punctelor B corespunzătoare. Cele 4 ecuații scalare rezultate din (14) au forma:

$$[x_{Ai} + \lambda\,(x_{Bi} - x_{Ai}) - x_{C0}]^2 + [y_{Ai} + \lambda(y_{Bi} - y_{Ai}) - y_{C0}]^2 + [z_{Ai} + \lambda(z_{Bi} - z_{Ai}) - z_{C0}]^2 = [x_{Ai} + \lambda\,(x_{B1} - x_{A1}) - x_{C0}]^2 + [y_{A1} - \lambda(y_{B1} - y_{A1}) - y_{C0}]^2 + [z_{A1} + \lambda\,(z_{B1} - z_{A1}) - z_{C0}]^2,$$

$$(i = 4,\ 7,\ 10,\ 13). \qquad (15)$$

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații, s-au explicitat necunoscutele x_{C0}, y_{C0}, z_{C0} pentru $i = 4,\ 7,\ 10$, adică

$$\alpha_{i1}\,x_{C0} + \alpha_{i2}\,y_{C0} + \alpha_{i3}\,z_{C0} = \beta_i, \qquad (16)$$

unde:

$$\alpha_{i1} = x_{Ai} - x_{A1} + \lambda\,(x_{Bi} - x_{Ai} - x_{B1} + x_{A1}),$$
$$\alpha_{i2} = y_{Ai} - y_{A1} + \lambda\,(y_{Bi} - y_{Ai} - y_{B1} + y_{A1}),$$
$$\alpha_{i3} = z_{Ai} - z_{A1} + \lambda\,(z_{Bi} - z_{Ai} - z_{B1} + z_{A1}),$$

$$\beta_i = \frac{1}{2}\Big[x_{Ai} + (x_{Bi} - x_{Ai})\Big]^2 - \frac{1}{2}\Big[x_{A1} + \lambda(x_{B1} - x_{A1})\Big]^2 + \frac{1}{2}\Big[y_{A1} + \lambda\,(y_{Bi} - y_{Ai})\Big]^2 - \frac{1}{2}\Big[y_{A1} + \lambda\,(y_{B1} - y_{A1})\Big]^2 + \frac{1}{2}\Big[z_{Ai} + (z_{Bi} - z_{Ai})\Big]^2 + \frac{1}{2}\Big[z_{A1} + \lambda\,(z_{B1} - z_{A1})\Big]^2.$$

Sistemul (15) este un sistem liniar în x_{C0}, y_{C0}, z_{C0}, rezolvabil printr-o metodă numerică. Ca urmare, coordonatele punctului C_0 se pot exprima în funcție de λ:

$$\begin{aligned} x_{C0} &= x_{C0}\,(\lambda),\\ y_{C0} &= y_{C0}\,(\lambda),\\ z_{C0} &= z_{C0}\,(\lambda). \end{aligned} \qquad (17)$$

Ecuația (15) va avea forma:

$$\Phi\,(\lambda) = F[\lambda, x_{C0}(\lambda), y_{C0}(\lambda), z_{C0}(\lambda)] = 0, \qquad (18)$$

unde $\Phi\,(\lambda)$ este o funcție rațională de λ.

Pentru rezolvarea ecuației $\Phi(\lambda) = 0$, s-a aplicat metoda „înjumătățirii". Schema logică a programului pentru aplicarea acestei metode de calcul, la calculatorul MECIPT–1, este prezentată în figura 8.

Valoarea inițială a lui λ, ca și valoarea pasului p folosit, s-au prescris ținîndu-se seamă de semnificația fizică a mărimilor respective, $\lambda = 0$, $p = 0,1$ (blocul 1 din schema logică). Sub programul pentru calculul funcției $\Phi\,(\lambda)$ (blocul 2) conține calculul coeficienților α_{i1}, α_{i2}, α_{i3}, β_i, precum și o procedură standard „rezolvarea sistemelor liniare" aflată în biblioteca de subprograme standard a calculatorului MECIPT–1.

Tabela 3

Mărimea	x_{C_0}	y_{C_0}	z_{C_0}	λ	l_{AC}	l_{B_0B}	l_{C_0C}	$l_{O_0B_0}$	δ
u.m.	mm	mm	mm	—	mm	mm	mm	mm	grade
Dimensiunea	−6,872	−413,263	316,754	8,290	538,85	105	37,76	140	36°52′11″

Ciclul de calcul se întrerupe dacă $|\Phi(\lambda)| < \varepsilon$ (blocul 4) — unde $\varepsilon = 10^{-6}$ este precizia impusă calculului — sau dacă $p = 0$ (blocul 7). Dacă nici una dintre aceste condiții nu este îndeplinită,

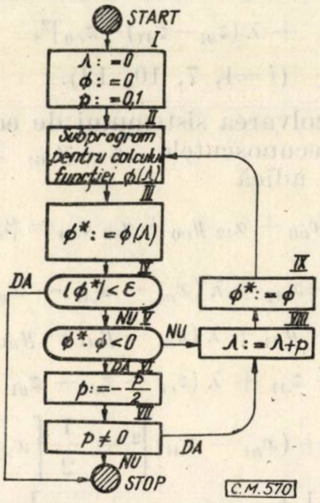


Fig. 8

calculul se continuă cu pasul p dacă $\Phi(\lambda)$ nu a schimbat de semn sau cu pasul $-\dfrac{p}{2}$ în caz contrar (blocurile 5, 6, 8, 9).

Rezultatele calculului efectuat sînt trecute în tabela 3.

Concluzii

Lucrarea de față încearcă să aducă o contribuție în direcția utilizării mijloacelor moderne de calcul la soluționarea unor probleme de analiză cinematică și sinteză dimensională a mecanismelor cu elemente articulate. Avîndu-se în vedere condițiile de precizie mereu sporite impuse de construcția modernă de mașini, metodele grafice, utilizate pînă nu de mult aproape în exclusivitate în teoria mecanismelor, nu mai dau satisfacție în toate cazurile. Metodele analitice utilizate în analiza și sinteza mecanismelor cu elemente articulate depășesc în majoritatea lor — prin complexitate — posibilitățile de rezolvare prin mijloacele obișnuite de calcul. Din acest motiv se impune utilizarea calculatoarelor care, alături de precizie, oferă și o mare productivitate. Datele comparative prezentate pentru analiza cinematică a mecanismului patrulater sînt elocvente din acest punct de vedere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bogdan, R. C., Larionescu D.* Analiza armonică complexă și mecanoelectrică a mecanismelor plane. București, Ed. Acad. R.S.R. 1968.

[2] *Bogdan, R. C.* Considerații analitice asupra grupelor cinematice cu două elemente. In : Studii și cercetări de mecanică aplicată, tom XV, nr. 1, 1964.

[3] *Bogdan, R. C., Larionescu, D.* Sinteza mecanismelor plane articulate folosind seriile Fourier complexe Conferința națională de mecanică aplicată, București 1969.

[4] *Demian, T.* Sur la théorie de la précision des mécanismes. In : Ingineria mecanica, Milano anno XV, nr. 9, 1966.

[5] *Fox, R. L., Willmert, K. D.*, Optimum Design of Curve-Generating Linkages with Inequality Constraints. In : Transaction of the ASME, series B, vol. 89, nr. 1, 1967.

[6] *Freudenstein, F.*, Four-Bar Function Generators. In : Machine Design, vol. 30, 1958.

[7] *Freudenstein, F., Sandor, G.*, Synthesis of Path-Generating Mechanism by Means of a Programmed Digital Computer. In : Transaction of the ASME, series B, vol. 81, 1959.

[8] *Hain, K.* Volle Ausnützung des Gelenkvierecks als Funktionsgetriebe. In : Regelungstechnik, nr. 4, 1956.

[9] *Kovacs, Fr.* O nouă metodă analitică pentru calculul parametrilor cinematici ai mecanismelor plane de clasa II. Determinarea deplasărilor. In : Buletinul șt. și tehnic al I. P. Timișoara, tom 11 (25), fasc. 1, 1966.

[10] *Kovacs, F.* O nouă metodă analitică pentru calculul parametrilor cinematici ai mecanismelor plane de clasa II. Determinarea vitezelor și accelerațiilor. In : Bul. șt. tehnic al I. P. Timișoara tom 12 (26) fasc. 1, 1967.

[11] *Kovacs, Fr., Perju, D., Mărușteru, St., Uroș, D.* Program pentru determinarea parametrilor cinematici ai mecanismelor patrulater articulat la calculatorul electronic MECIPT—1. In : Bul. șt. și tehnic, tom 12 (26), fasc. 1, 1967.

[12] *Kovacs, F. Perju, D., Măruș eru, St., Miskovits, St.* Cu privire la sinteza unui mecanism generator de funcțiuni pe baza unor condiții de precizie impuse. Conferința națională de mecanică aplicată. București iunie 1969.

[13] *Kovacs, F., Perju, D. Mărușteru, St.* Protocol cu privire la rezultatele studiului „Sinteza unui mecanism cu elemente articulate pentru transmiterea mișcării de rotație între arborii de reglaj ai motorului diesel de 2500 CP". Predat U.C.M. Reșița, 15.04.1968.

[14] *Kovacs, Fr., Perju, D., Müller, A.*, Contribuții la analiza cinematică și sinteza dimensională a mecanismelor de clasa a III-a de tip șeping. In : Construcția de Mașini, XX— nr. 2, — 1968.

[15] *Kovacs, Fr.* Contribuții la elaborarea unei metode unitare de sinteză a mecanismelor. Teză de doctorat, 1969.

[16] *Kaufmann, I.* Bazele matematice ale calculatorului MECIPT—1. Probleme de automatizare, tom IV, nov, 1961.

[17] *Manolescu, N. I., Popa, Gh.* Cubice fasciculare la mecanismul patrulater Conferința națională de mecanică aplicată. București, iunie 1969.

[18] *McLarnan, C. W.* Synthesis of Six-Link Plane Mechanisms by Numerical Analysis. Transaction of the ASME, series B, vol. 85, 1963.

[19] *Pelecudi, Chr.* Bazele analizei mecanismelor. București, Ed. Academiei, 1967.

[20] *Perju, D.* Evaluarea preciziei realizate de schema cinematică a unui mecanism dat (proiectat). Comunicare la a XIII sesiune științifică a cadrelor didactice a I. P. Timișoara — mai 1968.

[21] *Roth, B., Freudenstein, F.* Synthesis of Path — Generating Mechanisms by Numerical Methods. Transaction of the ASME, series B, vol. 85, 1963.

CZ 621.941.014.5.001.24

Contribuţii la determinarea relaţiei de calçul al vitezei de aşchiere la strunjire

Dr. ing. Iulian POPESCU – Şef lucrări – Universitatea din Craiova

Pentru stabilirea vitezei de aşchiere la strunjire, se utilizează relaţia :

$$v = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot s^{y_v}}. \tag{1}$$

Pentru a putea determina viteza de aşchiere, este necesar să cunoaştem valorile parametrilor T, t, s impuse de piesă, maşină şi sculă, precum şi valorile C_v, m, x_v, y_v, impuse de materialul de prelucrat, materialul sculei etc. Pentru a ţine seamă de alţi factori care influenţează asupra lui v, coeficientul C_v se înmulţeşte cu o serie de alţi coeficienţi.

În diferite lucrări, manuale şi normative, se dau sub formă de tabele valorile acestor coeficienţi şi exponenţi.

Practica a arătat că aceste date existente în literatură sînt incomplete şi că nu pot satisface cerinţele impuse la stabilirea unor regimuri tehnologice optime. Dezvoltarea industriei determină lărgirea gamei de materiale utilizate, pentru care nu există datele necesare determinării regimurilor de aşchiere.

Studiul prelucrabilităţii unor materiale noi este îngreunat de metodologia existentă, care necesită un mare consum de material, manoperă, scule.

Metoda clasică de determinare a exponenţilor şi coeficienţilor din relaţia (1), constă în următoarele :

— se determină experimental curbele $T = f(v; s)$ la $t =$ constant ;

— se determină experimental curbele $T = f(v; t)$ la $s =$ constant.

— adoptîndu-se o valoare pentru durabilitate $T = T_0$, se duc de pe ordonată din punctul $T = T_0$ paralele la abscisă, în cele două diagrame, care taie curbele respective în diferite puncte ;

— cu ajutorul acestor valori, se determină relaţiile $v_T = f_1(s)$ şi $v_T = f_2(t)$ şi apoi relaţia căutată.

Aplicarea acestei metode nu este practic posibilă la materialele care se prelucrează mai uşor şi deci produc o uzură mică sculelor – de exemplu în cazul aliajelor de aluminiu, ale cuprului, alamei etc. Pentru obţinerea curbelor necesare, s-ar consuma foarte mult material ; costul acestor materiale fiind ridicat, metoda devine foarte costisitoare.

Metoda recomandată în aceste cazuri, analizată în continuare, se bazează pe măsurarea temperaturii de la vîrful cuţitului şi determinarea prin metoda clasică numai a relaţiei $v = f(T)$.

Această metodă constă în următoarele :

— prin metoda termocuplului natural, se determină curbele $\theta = f(v)$; $\theta = f(s)$; $\theta = f(t)$ (ceilalţi parametri fiind constanţi) ; aceste curbe devin drepte într-o scară dublu logaritmică ;

— de pe aceste diagrame, obţinem următoarele relaţii :

$$\theta_v = C_{\theta_v} \cdot v^x \tag{2}$$

$$\theta_s = C_{\theta_s} \cdot s^y \tag{3}$$

$$\theta_t = C_{\theta_t} \cdot t^u \tag{4}$$

— de pe diagrame şi cu ajutorul acestor relaţii, obţinem relaţia

$$\theta = c \cdot v^x \cdot s^y \cdot t^u \tag{5}$$

— din relaţia (5) explicităm pe v :

$$v = \frac{\left(\frac{\theta}{c}\right)^{\frac{1}{x}}}{t^{\frac{u}{x}} \cdot s^{\frac{y}{x}}} \tag{6}$$

— cunoscînd relaţia durabilitate–temperatură :

$$T\theta^{\omega} = A \tag{7}$$

unde

$$\omega = \frac{z}{x} \tag{8}$$

şi

$$T = \frac{c_1}{v^z} \tag{9}$$

obţinem :

$$\theta = \left(\frac{A}{T}\right)^{\frac{1}{\omega}}. \tag{10}$$

Înlocuind în relaţia (6) obţinem:

$$v = \left(\frac{A}{T}\right)^{\frac{1}{\omega x}} \cdot \frac{1}{c^{\frac{1}{x}} \cdot t^{\frac{u}{x}} \cdot s^{\frac{y}{x}}} \tag{11}$$

sau

$$v = \left(\frac{A^{\frac{1}{\omega}}}{c}\right)^{\frac{1}{x}} \cdot \frac{1}{T^{\frac{1}{\omega x}} \cdot t^{\frac{u}{x}} \cdot s^{\frac{y}{x}}}; \tag{12}$$

Pentru elucidarea completă a metodei, se impun unele precizări.

Astfel, relaţia (2) exprimă variaţia temperaturii cu viteza, pentru s = const. şi t = const. Analizînd o serie de asemenea diagrame se constată că exponentul x — coeficientul unghiular al dreptei (scară dublu-logaritmică) nu variază cu s şi t, pe cînd $C_{\theta v}$ variază la schimbarea lui s sau t.

Analizînd, de asemenea, o serie de diagrame, se constată că relaţia (5) este unică pentru condiţiile date (sculă, material, răcire etc.). Astfel, dacă se modifică s, temperatura tăişului va fi aceeaşi numai la alt v etc., deci avînd o temperatură dată, pentru anumiţi parametri, la varierea unui parametru se va obţine aceeaşi temperatură, numai variind unul sau ceilalţi doi parametri.

Relaţia (6) rezultată din (5) exprimă deci legătura dintre v, s, t şi θ, pentru condiţiile de aşchiere date.

Relaţia (9) este cunoscută din teoria aşchierii şi arată că la creşterea vitezei de aşchiere, la s şi t constanţi, durabilitatea sculei scade. Luînd diferite valori pentru s şi t, din diagrame se constată că exponentul z se menţine constant (pentru un domeniu s, t) pe cînd C_1 variază cu s şi t.

Rezultă deci că:

$$\theta_v = C_{\theta_v} \cdot v^x \text{ pentru } s = s_1;\ t = t_1$$

şi că

$$T = \frac{C_1}{v^z} \text{ pentru } s = s_2;\ t = t_2. \tag{13}$$

Dacă vom lua $s_1 = s_2$ = ct. şi $t_1 = t_2$ = ct. — adică vom aşchia cu diferite viteze, menţinînd s şi t constanţi şi vom măsura temperatura tăişului şi timpul pînă la producerea uzurii admisibile, relaţiile (2) şi (9) vor reprezenta două aspecte ale aceluiaşi fenomen, deci pot fi corelate şi matematic. Rezultă că la acelaşi v şi la acelaşi s şi t, corespunde o valoare pentru θ şi una pentru T.

Din relaţia (2) obţinem:

$$v^x = \frac{\theta_v}{C_{\theta_v}} \text{ (13) respectiv } v = \left(\frac{\theta_v}{C_{\theta_v}}\right)^{\frac{1}{x}}. \tag{14}$$

Înlocuind în (9), rezultă:

$$T = \frac{C_1}{\left(\frac{\theta_v}{C_{\theta_v}}\right)^{\frac{z}{x}}} = \frac{C_1 \cdot (C_{\theta_v})^{\frac{z}{x}}}{\theta_v^{\frac{z}{x}}}; \tag{15}$$

Ţinînd cont de (8), obţinem:

$$T = \frac{C_1 \cdot (C_{\theta_v})^{\omega} \cdot}{\theta_v^{\omega}}$$

sau

$$T \cdot \theta_v^{\omega} = C_1 \cdot C_{\theta_v}^{\omega} \cdot \tag{16}$$

Pentru $s_1 = s_2$ = ct; $t_1 = t_2 = ct$, C_1 şi $C_{\theta v}$ sînt constante, deci relaţia (16) devine:

$$T\theta_v^{\omega} = A$$

adică tocmai relaţia (7).

Din aceste considerente rezultă următorul mod de lucru:

— se adoptă un regim mediu de lucru: s'; t'; v';

— se variază $v = v_i$, menţinînd $s = s'$; $t = t'$ şi se măsoară temperatura tăişului θ_i şi timpul T_i după care apare uzura admisibilă; cu valorile obţinute se determină relaţiile (2) şi (7);

— se menţine $v = v'$; $t = t'$ şi se variază $s = s_i$, obţinîndu-se relaţia (4);

— se menţine $v = v'$; $s = s'$ şi se variază $t = t_i$, obţinîndu-se relaţia (3);

— folosind relaţiile (2), (3), (4) se determină relaţia (5);

— cu datele din relaţia (5) şi relaţia (7) se determină relaţia (12) care este chiar relaţia (1).

În caz că pentru aceleaşi condiţii, a fost determinată anterior relaţia (9), se vor face doar probele pentru determinarea relaţiei (2) în aceleaşi condiţii (inclusiv la acelaşi s şi t).

Procedeul de lucru se poate sintetiza în considerentele de mai jos.

Pornim de la relaţia (5) şi determinăm temperatura corespunzătoare parametrilor s şi t, pentru care am determinat deja durabilitatea:

$$\theta_1 = c \cdot v^x s_1^y \cdot t_1^u. \tag{17}$$

Din (9) rezultă:

$$v^z = \frac{C'}{T}; \quad v = \frac{C'^{\frac{1}{z}}}{T^{\frac{1}{z}}} \tag{18}$$

Înlocuim în (17) și obținem :

$$\theta_1 = c\left(\frac{C'^{\frac{1}{z}}}{T^{\frac{1}{z}}}\right)^x \cdot s_1^x \cdot t_1^u \; . \tag{19}$$

Temperatura θ_1 poate fi obținută și prin varierea parametrilor v, s, t din relația (5), deci pentru anumite combinații ale parametrilor v, s, θ_1 t, relația (5) va da o temperatură egală cu θ_1 din relația (19). Deci, putem scrie :

$$C \cdot v^x \, s^y \cdot t^u = c \cdot \left(\frac{C'^{\frac{1}{z}}}{T^{\frac{1}{z}}}\right)^x \cdot s_1^y \cdot t_1^u \tag{20}$$

de unde explicităm pe v :

$$v^x = \frac{C'^{\frac{x}{z}} s_1^y \cdot t_1^u}{T^{\frac{x}{z}} \cdot s^y \cdot t^u} \tag{21}$$

sau

$$v = \frac{C'^{\frac{x}{z \cdot x}} \cdot s_1^{\frac{y}{x}} \cdot t_1^{\frac{u}{x}}}{T^{\frac{x}{zx}} \cdot s^{\frac{y}{x}} \cdot t^{\frac{u}{x}}} \; . \tag{22}$$

Notînd

$$\frac{1}{z} = m \; ; \qquad \frac{y}{x} = y_v \; ; \qquad \frac{u}{x} = X_v \tag{23}$$

obținem :

$$v = \frac{C'^m \cdot s_1^{y_v} \cdot t_1^{x_v}}{T^m \cdot s^{y_v} \cdot t^{x_v}} \; . \tag{24}$$

Deoarece forma obișnuită a relației viteză-durabilitate este : $v = \frac{C}{T^m}$ relația (18) se poate scrie :

$$v = \frac{C_1}{T^m} \tag{25}$$

unde

$$C_1 = C'^{\frac{1}{z}} = C'^m \; . \tag{26}$$

Ținînd seama de (26), relația (24) se poate scrie :

$$v = \frac{C_1 \cdot s_1^{y_v} \cdot t_1^{x_v}}{T^{\mathrm{m}} \cdot s^{y_v} \cdot t^{x_v}} \tag{27}$$

unde :

C_1 este constanta din relația (25) ;
s_1 — avansul pentru care s-a determinat relația (25) ;
t_1 — adîncimea de așchiere pentru care s-a determinat relația (25).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duca Z.* — Bazele teoretice ale prelucrării pe mașini-unelte. București, Ed. Did. și Pedag., 1969.

[2] *Lăzărescu I.* — Așchierea metalelor și scule. Cluj, Litog. Inv., 1955.

[3] * * * — Visocoproizvoditelnoe rezanie v mașinostroenii. Moscova, Izd. „Nauca”, 1966.

CZ 621.791.7.037-752

Influența regimului tranzitoriu și a formei de undă asupra oscilațiilor electrodului de sudură

Conf. dr. ing. Petru SONEA — Institutul politehnic – București
Conf. dr. ing. Ion SONEA — Institutul politehnic – București

La tratamentul arcului electric de sudură cu oscilații din spectrul acustic sau ultraacustic, pe lîngă alegerea domeniului de frecvențe și a puterii specifice a sursei generatoare de oscilații, un factor deosebit de important este forma de undă a acestor oscilații. Generatoarele cu undă de formă sinusoidală au fost folosite cu rezultate bune la tratamentul arcului electric, dar ele sînt costisitoare și extrem de sensibile la trepidații și la funcționarea în atmosfera atelierelor de sudură cu praf, umezeală, variații de temperatură etc. De aceea pentru aplicarea industrială a metodei de sudură prin tratamentul arcului un rol deosebit de important îl au generatoarele cu impulsuri, care, pe lîngă că sînt relativ ieftine, sînt foarte robuste și au o mare durată de serviciu în condiții grele de exploatare.

Avînd în vedere însă că aceste generatoare cu impulsuri debitează pe unul sau mai multe generatoare magnetostrictive de oscilații mecanice, pentru cunoașterea răspunsului sistemului vibrator, în particular al electrodului de sudură, trebuie cunoscute în prealabil două fenomene: 1) influența regimului tranzitoriu asupra răspunsului sistemului oscilant cu condițiile inițiale, momentul amorsării și momentul întreruperii; 2) influența formei de undă asupra răspunsului cu condiția cînd frecvența impulsurilor de excitație diferă de frecvența de rezonanță a sistemului vibrator.

Cele două fenomene amintite au de fapt un scop comun ele se deosebesc principial numai prin forma de undă și anume comportarea sistemului vibrator la o excitație sinusoidală întreruptă periodic, iar a doua comportare la excitația nesinusoidală avînd frecvența mai mică sau egală cu numărul întreruperilor pe secundă din cazul exterior.

1. *Regimul tranzitoriu de oscilație al unui sistem vibrator liniar cu excitație axială*

În sprijinul studiului analitic al vibrației longitudinale a unei bare de lungime finită, se consideră în primă aproximație că sistemul este liniar adică deformația elastică variază liniar cu forța perturbatoare. În literatură mișcarea vibratorie longitudinală a unei bare cu diferite condiții la limită este descrisă prin metoda clasică sau prin metoda operațională atît pentru regimul permanent sau staționar cît și regimul liber (1) (2) (3).

Pentru punerea problemei vom folosi o metodă bazată pe modelul analog matematic al circuitului liniar seria R.L.C. sub tensiune la borne armonică și vom utiliza notațiile corespunzătoare cu indicele m, pentru precizarea că fenomenul este mecanic. Astfel, notînd cu:

— M_{em} masa echivalentă a barei concentrată la capătul său liber în Ns^2/m;

— R_m rezistența mecanică a sistemului sau coeficientul de disipație în N.S/m;

— C_{em} constanta elastică sau coeficientul de elasticitate în m/N ecuația de mișcare sub tensiunea unei forțe permanente armonice aplicată, la distanța $x=l$ de forma $f = F_0 \sin(\omega t + \varphi)$ este dată de legea lui Newton.

$$M_{em} = \ddot{x} = -R_m \dot{x} - \frac{1}{C_{em}} x + F_0 \sin(\omega t + \psi). \tag{1}$$

Observînd că această ecuație diferențială este analogă ecuației între integrodiferențiale a circuitului serie R.L.C.

$$L\frac{di}{dt} + RI + \frac{1}{C}\int i\,dt = -U\cos(\omega t + \psi), \tag{2}$$

se pot stabili imediat analogiile:

$$M_{em} \rightleftarrows L;\ R_m \rightleftarrows R;\ C_{em} \rightleftarrows C$$

și permite aplicarea directă a regimului tranzitoriu a acestui circuit, precum și deducțiile privitoare la introducerea unor mărimi derivate ca impedanță, admitanță sau mobilitate, putere activă, reactivă și aparentă.

Dacă se fac notațiile

— $\omega_n = \dfrac{1}{\sqrt{M_{em} C_{em}}}$ pulsația proprie a barei în rad/S;

$\delta = \dfrac{R_m}{2M_{em}}$ factorul de amortizare în s^{-1};

$\dfrac{F_0}{M_{em}} = P$ forța aplicată în regim static; (3)

$z_{mc} = \sqrt{\dfrac{M_{em}}{C_{em}}}$ impedanţa caracteristică ;

$\xi = \dfrac{R_m}{\sqrt{\dfrac{M_{em}}{C_{em}}}} = \dfrac{R_m}{z_{mc}}$ factor de atenuare ;

$Q = \dfrac{M_{em}\omega}{R_m} = \dfrac{1}{\rho}$ factor de calitate ;

ecuaţia diferenţială (1) a răspunsului la excitaţia $f = F_0 \sin \omega t$ devine :

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_x^2 y = P \sin (\omega t + \psi). \quad (4)$$

Soluţia acestei ecuaţii se compune din suma a doi termeni :

$$x(t) = x_p + x_e\,; \quad (5)$$

unde x_p se referă la regimul permanent, iar x_e la regimul liber. Aplicînd metodele obişnuite de calcul şi considerînd un răspuns armonic de aceeaşi pulsaţie ca a forţei perturbatoare soluţia pentru regimul permanent este :

$$x_p = \frac{P}{z_m} \sin (\omega t + \psi - \varphi) \quad (6)$$

Cu

$$z_m = R_m + j\left(\omega M_{em} - \frac{1}{\omega C_{em}}\right)$$

$$|z_m| = z_m = z_{mc}\sqrt{(\xi^2 - 1) + \left(\frac{\omega}{\omega_x} + \frac{\omega_n}{\omega}\right)^2 -}$$

$$- 2 = \omega_m^2\sqrt{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_x}\right)^2 + 4\xi^2\left(\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2} \quad (7)$$

$$\mathrm{Tg}\varphi = \frac{\omega M_{em} - \dfrac{1}{\omega\, c_{cm}}}{R_{em}} = \frac{\dfrac{\omega}{\omega_x} - \dfrac{\omega_k}{\omega}}{2\xi} = \frac{Q}{2}\left(\frac{\omega}{\omega_k} - \frac{\omega_k}{\omega}\right) =$$

$$= \frac{2\xi\dfrac{\omega}{\omega_x}}{1 - \left(\dfrac{\omega}{\omega_x}\right)^2}. \quad (8)$$

Mărimea z_m este impedanţa mecanică, iar valoarea ei inversă este mobilitatea.

Folosind scrierea în complex, simplificat pentru deplasare şi viteză se obţin relaţiile :

$$x = \frac{P}{\gamma\omega\, z_m}\,; \quad V = \frac{P}{z_m}. \quad (9)$$

Regimul liber este descris de soluţia ecuaţiei omogene cu condiţiile iniţiale $t=0$ $x = X_0$ şi $x = V_0$. Transformata Laplace a ecuaţiei 4 omogene este :

$$\mathfrak{L}\{x\} = \frac{x_0\,(\mathrm{S} + 2\delta) + \mathrm{V}_0}{\rho^2 + 2\delta\,\mathrm{S} + \omega_x^2}. \quad (10)$$

Prin revenire la funcţia originală se găseşte

$$x_e = \left(x_0 \cos \omega_p t + \frac{V_0 + \delta\, x_0}{\omega_p} \sin \omega\, \mathrm{p}t\right)e^{\delta t} \quad (11)$$

cu

$$\omega_p = \sqrt{\omega_m^2 - \delta^2}.$$

Schimbînd condiţiile iniţiale se schimbă şi forma relaţiei (6). Astfel pentru $t=0$ $x=0$ şi $\mathring{x} = V_0$ se obţine

$$x_e = \frac{V_0}{\omega_p} e^{-st} \sin \omega_p t, \quad (12)$$

iar pentru $t = 0$; $x = x_0$ şi $\dot{x} = 0$ se obţine

$$x = \mathrm{x}_0 e^{-st}\left((\cos \omega_p\, t + \frac{\delta}{\omega_p} \sin \omega_p\, t\right). \quad (13)$$

Valoarea maximă a amplitudinii la $t = 0$ din această ultimă relaţie se găseşte punînd condiţia :

$$\cos \omega_p\, t + \frac{\delta}{\omega_p} \sin \omega_p t = 1$$

sau :

$$\mathrm{tg}\, \omega_p\, t = \frac{\omega_p}{\delta} = \sin \omega_p\, t = \frac{\omega_p}{\omega_k}$$

$$(x_e)_{\underset{t=0}{\underline{max}}} = 2\,\xi\, x_0 = \frac{2x_0}{Q}.$$

Reprezentarea grafică a răspunsului depinde de faza iniţială 7. În figura 1, sînt reprezentate două curbe care reprezintă evoluţia în timp a deplasării şi vitezei pentru două cazuri : $y = 0$ şi $\varphi = \dfrac{\pi}{2}$. Se observă că în timpul regimului tranzitoriu la $\varphi = 0$ şi $\omega < \omega_p \approx \omega_n$ amplitudinea mişcării poate depăşi de ω_n/ω ori amplitudinea regimului permanent, în timp ce viteza nu creşte mai mult de două ori faţă de aceea a regimului prin curent (fig. 1 a şi b).

Aceeaşi situaţie poate fi urmărită pentru $\psi = \dfrac{\pi}{2}$. În acest caz amplitudinea mişcării nu poate depăşi de două ori amplitudinea regimului permanent în timp ce viteza evoluează aproximativ cu valoarea regimului permanent (fig. 1 c şi d).

Dimpotrivă pentru $\omega > \omega_n$ şi $\psi = 0$ amplitudinea nu poate depăşi mai mult de două ori amplitudinea regimului permanent (fig. 1 c) în timp ce viteza poate creşte foarte mult aproximativ de ω/ω_n ori (fig. 1 a) în care se înlocuieşte x cu $\mathring{x}$. Pentru $\psi = \dfrac{\pi}{2}$ lucrurile se petrec invers.

Aplicînd acest rezultat vibraţiei electrodului oscilaţiile perturbatoare au o frecvenţă mai mare decît oscilaţia proprie a barei pe modul fundamental de ordinul 1.

De altă parte se ştie că energia cinetică şi potenţială au expresiile

$$W_c = \frac{1}{2} M_m \, | V_0 |^2 ; \quad W_p = \frac{1}{2} \frac{| x_0 |^2}{c_m} ; \qquad (14)$$

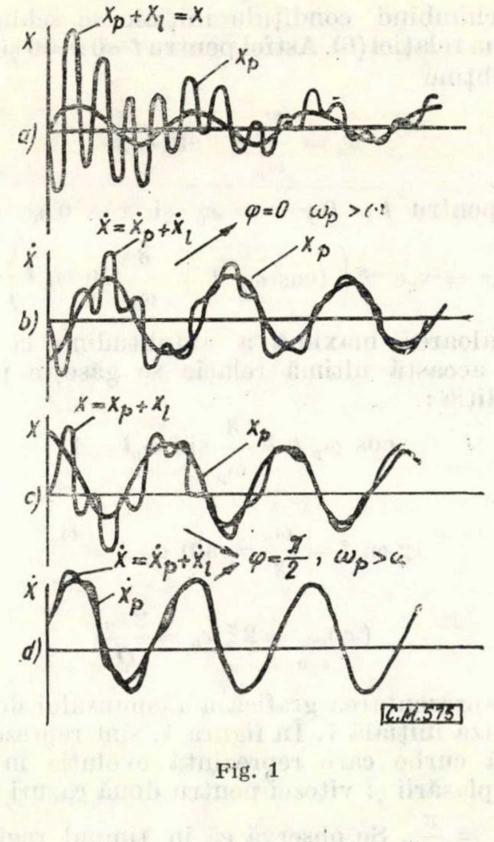


Fig. 1

de aceea pentru ca perturbaţia să transfere electrodului o energie cinetică cît mai mare este avantajos cu $\psi = \pm \frac{\pi}{2}$.

În acest caz energia potenţială are valoarea aproximativ egală cu aceea a regimului permanent. Pentru $\psi = 0$ sau π fenomenul se petrece invers. Observînd că regimul tranzitoriu este avantajos pentru transferul de energie acustică către electrod este indicat ca el să fie provocat intenţionat. De aceea pentru tratamentul arcului electric generatoarele cu impulsuri sînt mai indicate decît cele cu regim continuu, deoarece regimul tranzitoriu se stabileşte atît în timpul perioadei de impuls cît şi în timpul pauzei.

2. *Constante echivalente*

Pentru masa distribuită cu repartiţie liniară $\rho = H_m / e$ şi constanta elastică distribuită se pot stabili cu ajutorul relaţiilor (14) masa echivalentă concentrată şi constantă elastică echivalentă concentrată la capătul liber al electrodului ($x = 1$).

Aceste relaţii sînt :

$$M_{em} = \frac{1}{2} \rho \, ls = \frac{1}{2} \rho \, V_0 = 0{,}5 \, M_m$$

$$C_{0m} = \frac{2}{\pi^2} \frac{l}{ES} = \frac{2}{\pi^2} C_m \cong 0{,}2 \, C_m . \qquad (15)$$

Ele sînt utile la calculul impedanţei mecanice precum şi la toate celelalte mărimi derivate definite prin relaţiile (3).

Se observă că masa echivalentă distribuită este egală cu jumătate din masa concentrată, iar constanta elastică distribuită este egală cu o cincime din constanta elastică concentrată. Astfel sistemul oscilant liniar format dintr-o bară care vibrează sub acţiunea unei forţe perturbatoare armonice are o elasticitate mică, deci este un sistem rigid.

Pentru electrozii de sudură folosiţi în experienţe masa echivalentă şi constanta elastică echivalentă calculate cu formulele 5 sînt date în tabela 1.

Tabela 1

Masa echivalentă şi constanta elastică echivalentă a electrozilor de sudură cu lungimea 1=40cm

Nr.	Diametru		M_{em_e} kg.	C_{am_e} cm/kgf
	cm	cm²		
1	0,25	0,0491	$7{,}7 \cdot 10^{-3}$	$77{,}5 \cdot 10^{-6}$
2	0,3	0,0706	$11{,}0 \cdot 10^{-3}$	$55. \cdot 10^{-6}$
3	0,35	0,0982	$15{,}1 \cdot 10^{-3}$	$40. \cdot 10^{-6}$
4	0,4	0,1256	$19{,}8 \cdot 10^{-3}$	$30{,}7 \cdot 10^{-6}$

3. *Oscilaţiile longitudinale prin mişcarea suportului*

În experienţele de tratare a arcului electric cu oscilaţii longitudinale excitaţia se datoreşte deplasării suportului electrodului şi nu forţei perturbatoare aşa cum s-a presupus în ecuaţia de mişcare (1) sau (4) cu toate acestea ecuaţiile menţionate îşi păstrează valabilitatea dacă se face substituţia $z = X - U(t)$, adică deplasarea reală X se înlocuieşte cu deplasarea relativă. Dacă impulsul suportului are formă armonică

$$U(t) = I_m \{ U_{0c} \, \gamma^{(\omega t + \varphi)} \}, \qquad (16)$$

atunci relaţia 1 primeşte forma

$$M_{em} \, \ddot{z} + R_m \, \dot{z} + \frac{1}{C_{em}} z = - M_{em} \, \ddot{u} . \qquad (17)$$

Împărţind prin M_{em} şi ţinînd seama de definiţia lui W_m se obţine :

$$\ddot{z} + 2 \delta \dot{z} + \omega_x^2 z = - \ddot{u} . \qquad (18)$$

Răspunsul staţionar la impulsul armonic al suportului rezultă din relaţia

$$z(t) = A \, (\gamma \omega) e^{\gamma \omega t} , \qquad (19)$$

unde:

$$|A(\gamma\omega)| = \frac{1}{\omega_m^2 \sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2\right]^2 + \left(2\,\xi\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2}} \qquad (20)$$

cu

$$\xi = \frac{l_m}{2\sqrt{\frac{M_{em}}{C_{om}}}} = \frac{R_m}{2z_{mc}}. \qquad (21)$$

Prin acest procedeu mişcarea suportului în direcţia axială a electrodului se rezolvă prin aceeaşi metodă ca şi în cazul cînd forţa perturbatoare se aplică la capătul liber ($x = 1$). Trebuie să se ţină seama însă că coordonata z reprezintă deplasarea relativă şi de cele mai multe ori nu mai este necesară revenirea la deplasarea absolută.

Rezolvarea acestei probleme se poate trata şi direct fără schimbare de variabilă. Pentru aceasta se presupune că suportul vibrează axial corespunzător relaţiei $u = u_0 \sin \omega t$.
Ecuaţia diferenţială a mişcării este:

$$M_{em}\,\ddot{x} + l_m(\dot{x} - \ddot{u}) + \frac{1}{C_{em}}(x - u) = 0. \qquad (22)$$

După efectuarea calculelor se obţine ecuaţia:

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_x^2\, x = u_0(2\delta\omega \cos \omega t + \omega_x^2 \sin \omega t). \qquad (23)$$

Se observă că această ecuaţie are aceleaşi soluţii pentru regimul liber ca şi în cazul forţei aplicate la $x = 1$. Aceste soluţii sînt prezentate sub (11) (12) şi (13).

Regimul staţionar prin analogie cu (6) se pune sub forma:

$$x = \frac{u_0}{T_m} \sin(\omega t + \psi - \varphi), \qquad (24)$$

unde

$$T_m = \sqrt{\frac{\left[1+\left(\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2\right]^2 + \left(2\,\xi\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2}{1+\left(2\,\xi\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2}} \qquad (25)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2\,\xi\left(\frac{\omega}{\omega_x}\right)^3}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2 + \left(2\,\xi\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2}. \qquad (26)$$

Mărimea T din soluţia regimului permanent se introduce prin intermediul mărimii F_T care este forţa transmisă suportului cînd asupra barei se aplică forţa F_0.

Astfel transmisibilitatea T are ca definiţie relaţia

$$F_T = \frac{F_0}{T} \sin(\omega t + \psi - \varphi) \qquad (27)$$

unde

$$F_T = R_m\,\mathring{x} + \frac{1}{C_{em}}\,x = \frac{F_T}{M_m} = 2\,\delta\, x + \omega_x^2\, x. \qquad (28)$$

Dar cum X şi K sînt defazate cu $\frac{\pi}{2}$ modulul forţei F_T are valoarea:

$$|F_T| = \sqrt{(R_m\,\dot{x})^2 + \left(\frac{x}{C_{om}}\right)^2} =$$

$$= M_m \sqrt{4\delta^2 x^2 + \omega_m^4\, x^2}. \qquad (29)$$

Comparînd relaţiile (25) şi (26) cu (7) şi (8) se constată că valorile lor sînt deosebite, deci răspunsul sistemului oscilant la mişcarea suportului diferă atît ca amplitudine cît şi ca fază. Evoluţia răspunsului în regim tranzitoriu în linii generale are aceeaşi formă ca şi în cazul forţei aplicată la $x = 1$, deci deducţiile privitoare la utilizarea generatoarelor de impulsuri rămîn valabile şi în acest caz.

4. *Răspunsul subarmonic al electrodului la o excitaţie nesimetrică cu pauze*

În principiu orice generator de impulsuri se compune dintr-un circuit R.L.C. care printr-un comutator I se încarcă de la sursa G cu tensiunea U, apoi la schimbarea poziţiei întrerupătorului, condensatorul se descarcă asupra bobinei traductorului magnetostrictiv (fig. 2). Evident comutarea se execută prin circuite electronice.

Dacă t_{inc} şi t_{desc} sînt valorile timpului cît condensatorul se găseşte conectat în cele două poziţii, este evident că forma de undă a impulsurilor asupra bobinei traductorului magnetostrictiv va avea o evoluţie exponenţială cu pauze (fig. 3). În general perioada $T = t_{inc} + t_{desc}$ la aceste generatoare nu coincide cu perioada oscilaţiilor traductorului magnetostrictiv, iar valorile R.L.C. sînt astfel potrivite ca descărcarea să aibă loc aperiodic. Astfel traductorul magnetrostictiv de 17,5 kHz cu care s-au efectuat experienţele are impedanţa $z = 25$ ohmi, iar timpul necesar descărcării condensatorului pentru frecvenţa de 17,5 kHz este

$$t_{desc} = \frac{1}{f} = \frac{1}{17{,}5 \cdot 10^3} = 57 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{S}.$$

Capacitatea condensatorului se determină din expresia regimului liber al condensatorului

$$U_c = U\mathrm{e}^{\frac{t}{Rc}} \qquad C = \frac{t_{desc}}{2 \ln \frac{u}{u_c}}.$$

Punînd condiţiile de tensiune $U = 3\,000$ V la $t = 0$ şi $Uc = 100$ V la $t = t_{desc}$ cu $R \approx z = 25$ se obţine:

$$C = \frac{57 \cdot 10^{-6}}{25 \ln \frac{3000}{100}} = 0{,}67\mathrm{MF}.$$

Timpul de încărcare al condensatorului cu o rezistenţă $R = 50$ kohmi în serie este corespunzător regimului liber la încărcare

$$t_{inc} = R\,C \ln \frac{U}{U - RC} =$$

$$= 5 \cdot 10^4 \cdot 0{,}67 \cdot 10^{-6} \ln \frac{3000}{2900} = 1{,}34 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{S}.$$

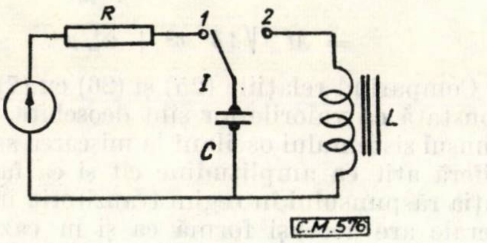


Fig. 2

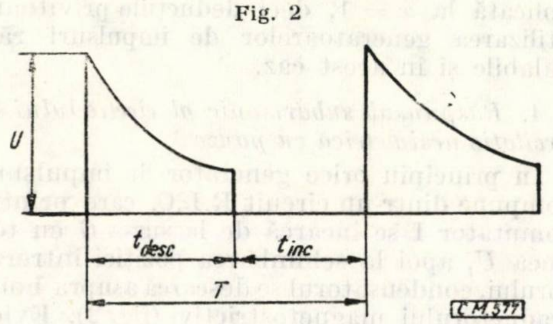


Fig. 3

Se observă deci că timpul de încărcare este aproximativ de două ori mai mare decît la descărcare.

Numărul impulsurilor pe secundă asupra traductorului magnetostrictiv este :

$$n = \frac{1}{t_{inc} + t_{desc}} = \frac{1}{1{,}4 \cdot 10^{-3}} = 715. \tag{33}$$

Aşadar cu 715 impulsuri pe secundă traductorul oscilează cu frecvenţa de 17,5 kHz. Aceste cifre comparate, arată că între perioada de oscilaţie a traductorului şi aceea a încărcării şi descărcării condensatorului nu este obligatorie o relaţie determinată.

Curentul debitat în regimul de descărcare a condensatorului este :

$$i = \frac{U}{R}\,\mathrm{e}^{-\frac{t}{RC}} = \frac{3000}{25}\,\mathrm{e}^{-\frac{10^6 t}{25 \cdot 0{,}67}} = 120\,\mathrm{e}^{-\frac{10^6 t}{16{,}8}}$$

$$\text{la } t = 0 i = 120\ \mathrm{A}. \tag{34}$$

Deci curentul de impuls începe cu valoarea de 120 A, iar după un timp $t = t_{desc}$ va avea valoarea :

$$i = 120\,\mathrm{e}^{-\frac{57}{16{,}8}} \approx 40\mathrm{A}.$$

Din acest exemplu rezultă că frecvenţa excitaţiei poate fi mai mică, forma de undă a impulsurilor sînt curbe exponenţiale a căror ecuaţie generală se poate pune sub forma :

$$f(t) = v\,\mathrm{e}^{-at}\ ;\ f(k\pi) = \frac{U}{2}(1 + \mathrm{e}^{-a\pi}). \tag{35}$$

Dezvoltarea în serie Fourier conduce la calcularea coeficienţilor a_k şi b_k din formula cunoscută :

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos 2\mathrm{K}t + b_k \sin 2\,Kt).$$

După efectuarea calculelor dezvoltarea căutată este [2], [3] :

$$f(t) = \frac{v(1 - \mathrm{e}^{-a\pi})}{\pi}\left[\frac{1}{a} + \sum_{k-1}^{\infty}\left(\frac{2\,a}{a^2 + 4\,a^2}\cos 2\ ut + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{4\,K}{a^2 + 4\,a^2}\sin 2\,Kt\right)\right. \cdot \tag{36}$$

Din această relaţie rezultă că pot apărea armonici de orice valoare întreagă după valorile constantelor :

$$a = \frac{1}{Rc} \text{ şi } K.$$

După cum rezultă din exemplul citat perioada de oscilaţie a traductorului magnetostrictiv este foarte mică comparativ cu perioada încărcării şi descărcării condensatorului prin urmare el oscilează pe o armonică superioară a relaţiei (2).

Răspunsul tranzitoriu al traductorului la aceste excitaţii sînt impulsuri avînd înălţimea constantă şi o creştere respectiv descreştere, care poate fi asimilată cu o sinusoidă. Adică forma curbei răspunsului este trapez în care cele două laturi oblice sînt porţiuni de sinusoidă.

Cu notaţiile din figura 4 ecuaţia care dă amplitudinile reziduale ale răspunsurilor este :

$$X_R = \frac{\mathrm{A}}{1 - \frac{a^2}{T^2}}\left[1 + \cos\frac{\pi\tau}{T} - \frac{1}{2}\cos\frac{2\pi\tau}{T} - \right.$$

$$\left. - \cos\frac{\pi(\tau - 2\tau_r)}{T} - \frac{1}{2}\cos\frac{2\pi(\tau + \tau_r)}{T}\right]^{1/2} \cdot \tag{37}$$

Cu suficientă aproximaţie curba de răspuns se poate considera de forma unui trapez cu pantă dreaptă. În acest caz ecuaţia răspunsurilor reziduale este [5] :

$$X_R = \frac{2A}{\pi\frac{\tau}{T}}\left[1 - \cos\frac{\pi\tau}{T} + \frac{1}{2}\frac{2\pi\tau_r}{T} - \cos\frac{\pi(\tau + 2\tau_r)}{T} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2}\cos\frac{2\pi(\tau + \tau_r)}{T}\right]^{1/2}. \tag{38}$$

În figura 4 a şi b sînt trasate spectrele răspunsurilor după relaţiile (3) şi (4). Curbele sînt trasate în valori relative luîndu-se pe ordonată raportul X_p/A, iar în abscisă τ/T. În ambele cazuri răspunsul traductorului la excitaţie are o durată constantă şi egală cu τ_r, iar creşterile şi descreşterile cu pantă constantă sau sinusoidală au o durată egală cu τ/z.

Durata întregului impuls este deci $2\,\frac{\tau}{2} + \tau_r = \tau + \tau_r$.

Din compararea celor două figuri rezultă că amplitudinea răspunsului tranzitoriu a traductorului magnetostrictiv este aceeaşi în ambele cazuri, deosebirea constă în amplitudinea reziduală precum şi perioada mai scurtă în cazul excitaţiei trapezoidale.

Deoarece pulsaţia de rezonanţă a traductorului în cazul dat este $\omega = 11{,}1\,.10^5$ rad/s, iar a excitaţiei de $\omega = 4{,}5\,.10^3$ rad/s, rezultă că traductorul oscilează şi în timpul pauzelor excitaţiei cu amplitudini din ce în ce mai mici pînă se amortizează complet. Aceasta echivalează cu un regim tranzitoriu în care frecvenţa excitaţiei este o subarmonică a frecvenţei de rezonanţe.

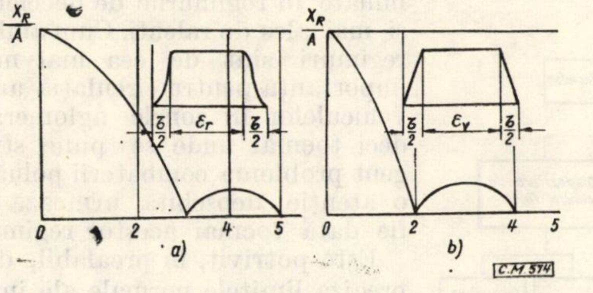


Fig. 4

Dacă $\omega_m = K\,\omega$ unde $k > 2$ frecvenţa excitaţiei este o subarmonică de ordinul $1/k$, perioada răspunsului se împarte în k părţi dintre care numai în prima parte amplitudinea este maximă.

Întrucît pentru obţinerea fenomenului de pulverizare elementul dominant este valoarea amplitudinii oscilaţiei, cu cît raportul este mai apropiat de unitate cu atît valoarea condensatorului din generatorul cu impulsuri este mai mic şi puterea excitaţiei este mai mică, la o tensiune de încărcare dată. O dată cu creşterea tensiunii de încărcare a condensatorului, se pot utiliza şi condensatoare de valoare mai mare, dar tensiunea mare solicită materialele izolatoare şi funcţionarea în condiţii de atelier devine nesigură. În exemplul citat tensiunea este de 3 kV, iar valoarea condensatorului este de 0,67 μF. Aceste valori conduc la raportul $\omega_n/\omega \approx 300$ ceea ce este suficient pentru tratamentul arcului electric. Se mai observă că folosirea frecvenţelor ridicate pentru tratament duce la creşterea raportului ω_e/ω ceea ce pentru generatoarele cu impulsuri constituie un dezavantaj important.

Concluzii

Pentru tratamentul arcului electric de sudură cu oscilaţii ultraacustice se pot folosi generatoare avînd forma de undă sinusoidală sau generatoare cu impulsuri. Întrucît procesul tehnologic se desfăşoară în condiţii cu atît mai bune cu cît amplitudinile obţinute la capătul liber al electrodului sînt mai mari, aceasta duce la folosirea fenomenului de rezonanţă, fie la folosirea proprietăţilor de oscilaţie al sistemului vibrator în timpul regimului tranzitoriu. Creşterea amplitudinilor prin rezonanţă este însoţită de unele dificultăţi create atît de generatoare (care sînt grele, costisitoare şi au o funcţionare nesigură) cît şi de sistemul vibrator (care se limitează la oscilaţii longitudinale).

Folosirea regimului tranzitoriu, la excitaţia sistemului vibrator, se bazează pe proprietatea că la ω/ω_n amplitudinea mişcării poate depăşi de ω_n/ω ori amplitudinea regimului permanent, în anumite condiţii dependente de faza iniţială.

Aceste condiţii pot fi uşor realizate prin folosirea generatoarelor cu impulsuri. Frecvenţa de excitaţie nefiind critică se alege în funcţie de valoarea condensatorului care determină puterea la bornele de ieşire şi de tensiunea sa de încărcare.

Printr-o alegere convenabilă a raportului ω_n/ω se pot construi generatoare cu impulsuri care să satisfacă condiţiile antagoniste existente între puterea cerută de tratamentul arcului şi tensiunea de încărcare cerută de construcţia generatoarelor cu impulsuri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Harris, C.* şi *Crede, C.* : Şocuri şi vibraţii. Editura tehnică 1968.

[2] *Karman, T. V.* şi *Biot. M. A.* : Mathematical Methods in Engineering Mc. Graw-Hill — New York, 1940.

[3] *Pipes, L. A.* : Applied Mathematics for Engineering and Physicists. Mc. Graw-Hill New York, 1958.

[4] *Iahnke v. Emde.* : Tabele de funcţiuni. Fismatghiz, 1959.

[5] *Răduef, R.* : Bazele teoretice ale electrotehnicei Vol. III. Lito. M. I., 1954.

CZ 621.431.73.068-53 : 628.53

Poluarea și reglajele motorului cu benzină

Ing. Dan VĂITEANU

Emisiile nocive prezente în gazele evacuate de un motor cu benzină pot fi cantitativ reduse sau chiar eliminate prin acțiuni care se referă fie la combaterea cauzelor care reprezintă sursele de poluare din motor, fie la instalațiile de reținere sau neutralizare a noxelor din gazele evacuate.

În figura 1 se reprezintă un grafic care, fără a avea pretenția de a epuiza căile și mijloacele de combatere a poluării sau de a propune o clasificare a acestora, dă o idee asupra unora dintre posibilitățile principale oferite pentru rezolvarea uneia dintre cele mai stringente cerințe actuale adresate motorului cu benzină.

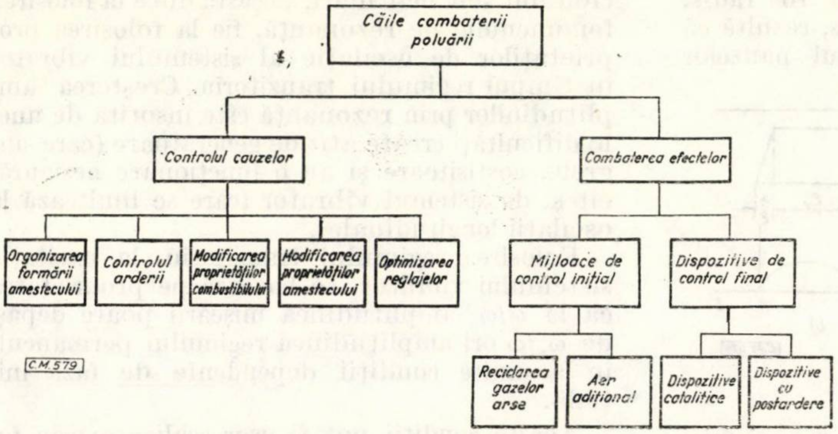

Căile combaterii poluării
Controlul cauzelor
Combaterea efectelor
Organizarea formării amestecului
Controlul arderii
Modificarea proprietăților combustibilului
Modificarea proprietăților amestecului
Optimizarea reglajelor
Mijloace de control inițial
Dispozitive de control final
Recircularea gazelor arse
Aer adițional
Dispozitive catalitice
Dispozitive cu postardere
CM 579

Fig. 1

În cele ce urmează ne-am propus să dezvoltăm problemele interdependenței reglaje — poluare.

Reglajele la care ne referim sînt acelea care controlează valoarea dozajului (λ) amestecului aer — benzină și valoarea avansului la producerea scînteii electrice (β).

Cum valorile optime ale reglajelor menționate sînt dependente de regimurile de funcționare ale motorului (ralenti, accelerare etc.), devine interesant să se examineze nivelul noxelor emise în aceste regimuri.

În figura 2 s-au reținut rezultatele statistice a numeroase experimentări recoltate pe multe și diferite tipuri de motoare cu benzină, ceea ce explică plajele uneori destul de mari ale concentrațiilor constatate. Toate motoarele examinate s-au reglat conform prescripțiilor constructorilor și au fost în bună stare mecanică.

Se observă că, pentru concentrația de CO, regimurile de ralenti și decelerare — dar mai ales primul regim — sînt cele care pretind un control riguros. Fără îndoială că, datorită nivelului ridicat al emisiei de CO la ralenti, orice dereglare se traduce prin abateri cu totul inadmisibile ale concentrației respective.

În figura 2 s-au indicat și unele propuneri pentru nivelul admisibil al concentrațiilor de noxe. Se observă că niciunul dintre tipurile de motoare examinate nu poate atinge astfel de niveluri reduse pentru toate regimurile de funcționare. Astfel, în ceea ce privește poluantul principal, oxidul de carbon, nivelul admisibil este mult depășit de toate tipurile de motoare examinate în regimurile de decelerare și mai ales de ralenti. Cum ambele regimuri sînt de cea mai mare importanță pentru circulația autovehiculelor în zonele aglomerate, deci tocmai unde se pune stringent problema combaterii poluării, o atenție deosebită urmează să fie dată tocmai acestor regimuri.

Este potrivit, în prealabil, de a preciza limitele normale ale influenței celor doi parametri principali de reglaj (dozajul amestecului aer — combustibil și avansul la producerea scînteii electrice) asupra concentrațiilor poluanților principali.

În figura 3 se arată dependența concentrațiilor de oxid de carbon (CO), de hidrocarburi (HC) și de oxizi de azot (NO_x) emiși de dozajul (λ) amestecului aer-combustibil.

Se observă că, pe măsura sărăcirii amestecului în combustibil, se reduce concentrația de CO și HC, dar crește concentrația de NO_x. În diagramă s-au prezentat și limitele uzuale de reglare ale dozajului pentru motoarele cu benzină.

De asemenea, s-au arătat și diferențele constatate între concentrațiile de CO calculate și cele înregistrate experimental. Diferențele sensibile și plajele relativ mari de răspîndire ale valorilor experimentale (și acestea numai pentru două tipuri de motoare încercate) atrag atenția asupra condițiilor severe pretinse dispozitivelor de reglaj în vederea realizării și menținerii unui nivel dat al emisiei.

În figura 4 se prezintă dependența, față de variațiile avansului la producerea scînteii electrice (β), a acelorași poluanți; în diagramă s-au notat cu 1 concentrațiile constatate la avansul recomandat drept optim de către constructor.

Se observă că reducerea avansului micșorează concentrațiile de HC și NO_x. La deplasarea arderii în destindere se mărește temperatura gazelor care părăsesc cilindrii, ceea ce avantajează arderea mai rapidă a hidrocarburilor, care are loc la nivelul colectorului de evacuare — de unde reducerea concentrației de HC emise. Micșorarea avansului reduce temperaturile flăcării și, ca urmare, și formarea oxizilor de azot.

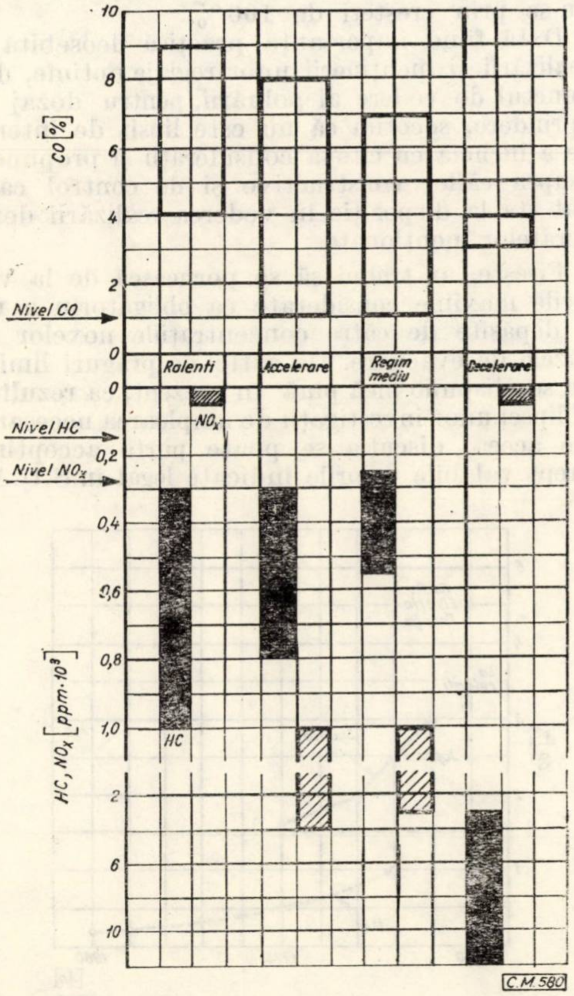


Fig. 2

Variațiile destul de mari ale avansului nu au putut consemna vreo modificare coerentă și cantitativ sensibilă a concentrației de oxid de carbon.

În ceea ce privește implicațiile reglajului carburației asupra emisiilor, este interesant de a examina influența poziției unui organ principal de reglaj, cum este de pildă șurubul — ventil de reglaj al ralentiului.

În figura 5 se reproduc rezultatele particulare unui motor încercat, în care s-a modificat, în domeniul interesant, poziția șurubului de reglaj (dată în fracțiuni de tură față de poziția complet închis). Se observă că o abatere relativ mică a acestei poziții duce la o creștere însemnată a concentrației de CO (mai puțin de 1/2 dintr-o tură a șurubului poate dubla concentrația).

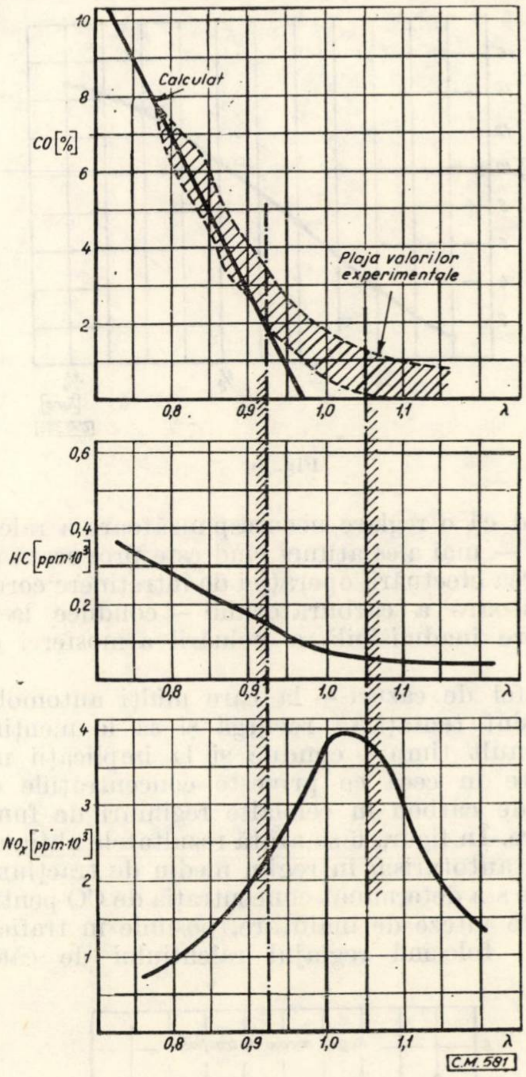


Fig. 3

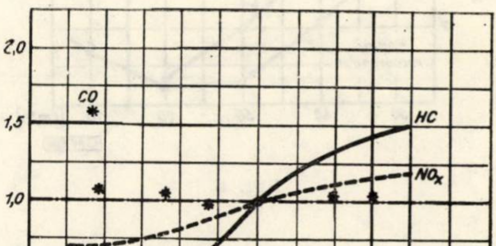


Fig. 4

Fără îndoială că, pentru circulaţia în trafic aglomerat (în care duratele funcţionării în ralenti devin foarte mari), astfel de dependenţe cantitative sînt de extremă importanţă, dovedind că o reglare necorespunzătoare a ralentiului — mai ales atunci cînd este provocată de evitarea efectuării operaţiei de întreţinere corespunzătoare a carburatorului — conduce la o creştere inadmisibilă a poluării atmosferei cu CO.

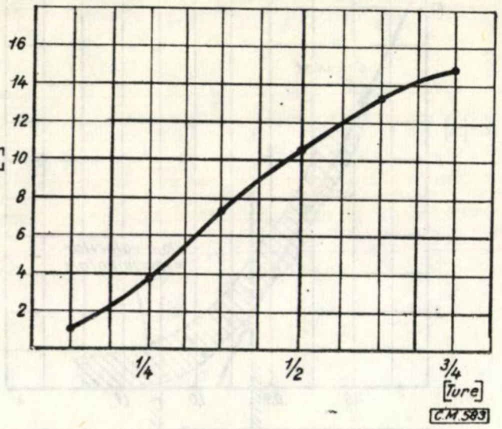


Fig. 5

Astfel de cazuri — la care mulţi automobilişti sînt tentaţi să recurgă şi să le menţină mai mult timp — conduc şi la implicaţii neplăcute în ceea ce priveşte concentraţiile de oxid de carbon în celelalte regimuri de funcţionare. În figura 6 se arată rezultatele obţinute cu un autoturism în regim mediu de tracţiune, la care s-a determinat concentraţia de CO pentru diferite viteze de înaintare, posibile în traficul urban, folosind reglajul ralentiului de către constructor, precum şi un reglaj modificat în sensul obţinerii unui ralenti accelerat care să împiedice oprirea motorului la staţionarea autoturismului (evident în ipoteza că pe această cale se încearcă remedierea de compromis, momentană, a unei funcţionări necorespunzătoare a carburatorului, ca urmare a lipsei de întreţinere).

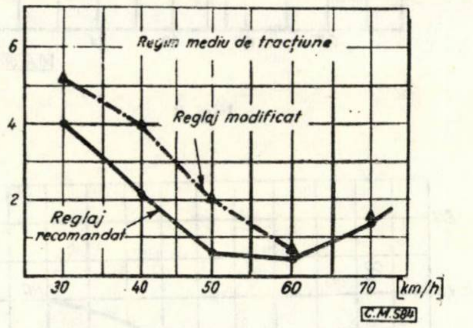


Fig. 6

Se observă că, chiar în condiţiile încercării la o medie a dereglărilor care se pot practica, implicaţiile asupra creşterii nivelului de CO emis în regimurile de funcţionare pînă la 60 km/h sînt mai mult decît obiecţionabile, traducîndu-se prin creşteri de 100%.

Dată fiind importanţa practică deosebită a realizării şi menţinerii unor reglaje optime, din punctul de vedere al poluării, pentru dozaj şi aprindere, socotim că nu este lipsit de interes de a încheia cu cîteva consideraţii şi propuneri asupra căilor constructive şi de control care pot sta la dispoziţie în vederea realizării dezideratelor menţionate.

Fireşte, ar trebui să se pornească de la valorile maxime considerate ca obligatoriu a nu fi depăşite de către concentraţiile noxelor în gazele de evacuare. De astfel de praguri limită nu se dispune încă pînă în prezent, ca rezultat al lipsei unor investigaţii de amploarea necesară. De aceea, discuţia se poate purta acceptînd drept valabile valorile indicate legal în S.U.A., cu informaţiile despre unele hotărîri din alte ţări — toate cuprinse pentru emisia de CO în figura 7. Pentru emisia de HC şi NO_x, figura 8 arată valorile indicate legal în S.U.A.

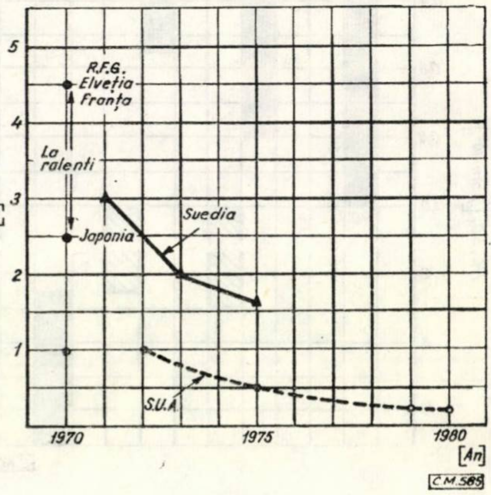


Fig. 7

Comparînd aceste valori cu cele constatate precedent, rezultă că se poate afirma că este posibil să se atingă nivelurile preconizate atît prin măsuri constructive, cît şi prin utilizarea reglajelor potrivite.

Astfel, reglarea corectă a ralentiului oferă posibilitatea menţinerii unui nivel de 3—4% CO la ralenti şi, prin aceasta, a nivelurilor de emisie între 1 şi 2% pentru regimul mediu de tracţiune.

Atît de importantă s-a dovedit necesitatea menţinerii reglajelor, încît devine necesară recomandarea de a se organiza un control obligatoriu al conţinutului de CO în gazele de evacuare, control care ar trebui să facă parte din revizia anuală legală a autovehiculelor.

Controlul emisiilor de HC şi NO_x este mai dificil de realizat în aceleaşi condiţii, ca urmare a costului ridicat al aparaturii de măsură. De aceea, pare normal să se recomande şi în acest caz controlul reglajului carburatorului, deoarece acesta asigură şi menţinerea unor niveluri încă acceptabile ale acestor emisii. Doar în ralenti şi la decelerare, nivelurile mult mai ridicate ale emisiei de HC (fig. 2) faţă de cele preconizate (fig. 8) ar pretinde recomandarea adoptării unor soluţii constructive deosebite. Astfel, de pildă, ştiind că reducerea avansului la producerea scînteii electrice micşorează sensibil emisiile de HC şi NO_x (fig. 4), devine extrem de interesantă adoptarea unei modificări a comenzii vacuumatice automate a avansului în funcţie de sarcină.

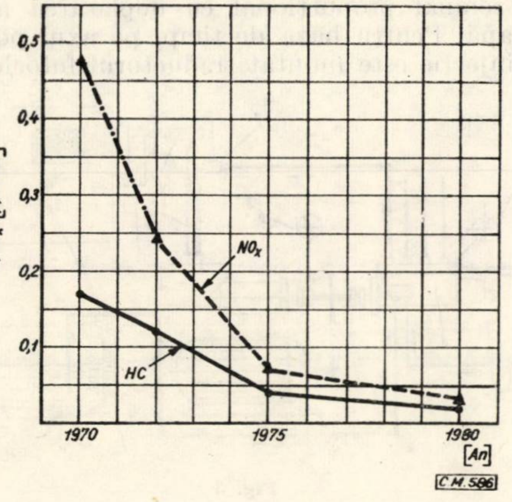


Fig. 8

În adevăr, sistemele actuale conduc la creşterea avansului o dată cu scăderea sarcinii, astfel încît în ralenti se dispune de avansul maxim, care din punctul de vedere al poluării trebuie complet evitat – favorabilă fiind de fapt chiar o întîrziere la aprindere.

De asemenea, o astfel de modificare ar trebui să acţioneze potrivit şi la regimul de decelerare, care se realizează prin închiderea rapidă a obturatorului şi care deci acţionează asupra avansului ca în cazul precedent.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Eberan-Eberhorst, R.* Abgasforschung zukunftsweisend für den Fahrzeug-Ottomotor. In : MTZ. nr. 9, 1969.

[2] *Caplan, J.* Causes and control of automotive emissions. In : Proc. Inst. Mech. Eng. (A.D), nr. 7, 1962–1963.

[3] *Phillip Myers.* The challenge of pollution. In : The journal of automotive engineering, apr 1970.

[4] *Raymond, L.* Automobile et pollution de l'air. In : Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA), nr. 8–9, 1965.

[5] *Mac Gregor, J.* La pollution atmosphérique et ses remèdes, In : Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA). nr. 12, 1965.

CZ 621.43.038

Aspecte ale relaţiei sistem de injecţie-combustibil, în cazul instalaţiilor utilizate la motoarele cu aprindere prin comprimare cu camera de ardere unitară

Conf. dr. ing. Mircea ZUGRĂVEL – Institutul politehnic – Iaşi
Ing. Radu GAIGINSCHI – Institutul politehnic – Iaşi
Ing. Ion GOBJILĂ – Institutul politehnic – Iaşi

Pentru a lărgi sfera informaţiilor privitoare la caracteristicile sistemelor de injecţie utilizate pentru alimentarea motoarelor cu cameră de ardere unitară, se scot în evidenţă modificările unor parametri funcţionali ai sistemului, determinate de modificarea proprietăţilor fizice ale combustibilului. În acest scop s-au efectuat probe la rece pe un sistem de injecţie tipic pentru aceste motoare, constituit dintr-o pompă de mărime B, după scara Bosch, şi injectoare închise, avînd patru orificii de pulverizare. Condiţiile de experimentare s-au păstrat strict identice, utilizîndu-se patru tipuri de combustibili diferiţi, atît din punctul de vedere a compoziţiei fracţionate, cît şi din punctu de vedere al unor proprietăţi care au influenţă directă asupra parametrilor de injecţie, cum sînt viscozitatea şi densitatea.

O imagine asupra principalelor proprietăţi fizice ale combustibililor utilizaţi în cadrul experienţelor se obţine analizînd datele din tabela 1. Deoarece prin condiţiile iniţiale de experimentare s-a impus ca temperatura de regim să fie 43°C, în tabela 1 se dau valorile viscozităţilor şi ale densităţilor la această temperatură.

Tabela 1

Parametrul \ Tipul combust.	Motorină D.A.V.	Motorină (−5)	Petrol D.A.V.	Petrol R.C.
Viscozitatea, cst	3,64	2,76	1,93	1,10
Densitatea, kg/dm^3	0,858	0,837	0,819	0,776

Experiențele au urmărit evoluția a doi dintre parametrii procesului de injecție și anume: presiunea la injector și legea de mișcare a acului supapă. Pentru aceasta s-a luat în considerație variația, sub influența condițiilor de lucru, a mărimilor caracteristice ale acestor parametri exprimate prin valori caracteristice ale presiunii și momente caracteristice ale procesului. În figura 1 sînt prezentate, schematic, evoluția presiunii la injector, legea de mișcare a acului supapă, precum și mărimile caracteristice a căror variație a fost urmărită, notațiile fiind cele utilizate în lucrare.

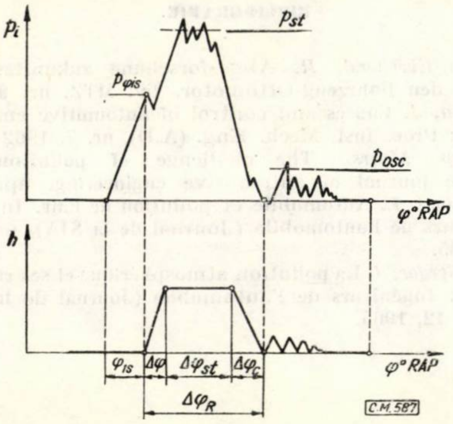


Fig. 1

1. *Instalația experimentală*

Curbele de variație a presiunii combustibilului la injector, precum și curbele de ridicare a acului supapă, s-au obținut pe o instalație adecvată, a cărei schemă funcțională este dată în figura 2.

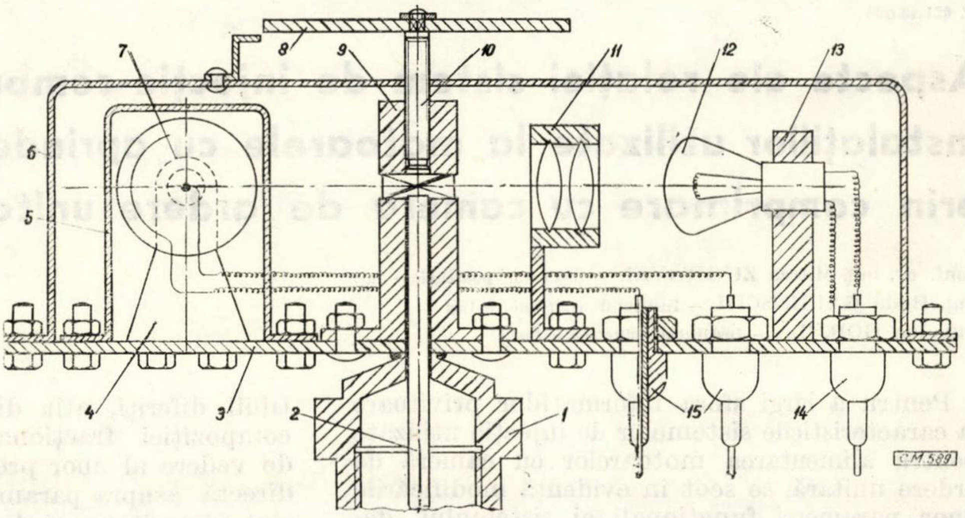


Fig. 2

Instalația este montată pe un stand de probă tip MD—12; motorul electric *2* al standului antrenează pompa de injecție *3* la turația cerută de experiență. Combustibilul, preluat din rezervorul izoterm *1*, este trecut prin sistemul de filtrare *4* și apoi trimis la injectorul de probă *8*, după care este colectat în vasul *10*. Presiunea combustibilului este măsurată la intrarea în injector prin intermediul traductorului piezoelectric *7*; traductorul fotoelectric *9* transmite un semnal proporțional cu deplasarea acului supapă. Pentru baza de timp, pe axul pompei de injecție este montat traductorul fotoelectric de unghi *12*, astfel că, pe ecranul osciloscopului, cu două canale, *11*, se obțin curbele desfășurate ale presiunii la injector și ale ridicării acului supapă. Instalația este completată cu un instrument de măsurare a temperaturii combustibilului *5*, și un instrument de măsurare a turației *6*.

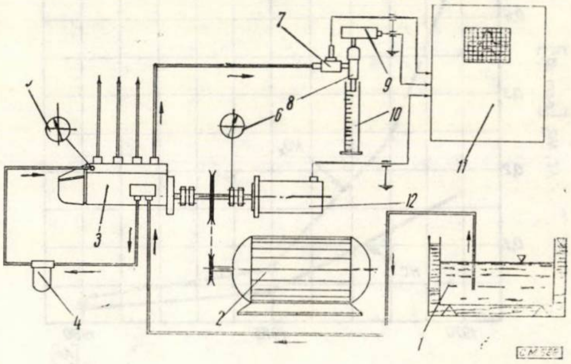


Fig. 3

Traductorul de deplasare a acului supapă a fost conceput pe baza principiului clasic al traductoarelor fotoelectrice și realizat de autori conform schemei din figura 3.

Fluxul luminos al lămpii cu incandescență *12* este dirijat, cu ajutorul sistemului de lentile *11*, prin fanta dreptunghiulară din piesa *9*, către celula fotoelectrică *7*. Variația fluxului luminos ce ajunge la celulă se realizează prin obturarea fantei, proporțional cu deplasarea acului supapă, cu ajutorul tijei *2*. Semnalul electric rezultat este adus la bornele *15* și trimis în amplificatorul osciloscopului. Discul gradat *8*, care se mişcă solidar cu şurubul *10*, serveşte pentru etalonarea aparatului. Intregul ansamblu este montat pe placa de bază *3*, care este solidarizată cu racordul *1* din capul injectorului; cutia *6* împiedică pătrunderea luminii din exterior.

Schema electrică a traductorului şi modul de racordare la osciloscop sînt date în

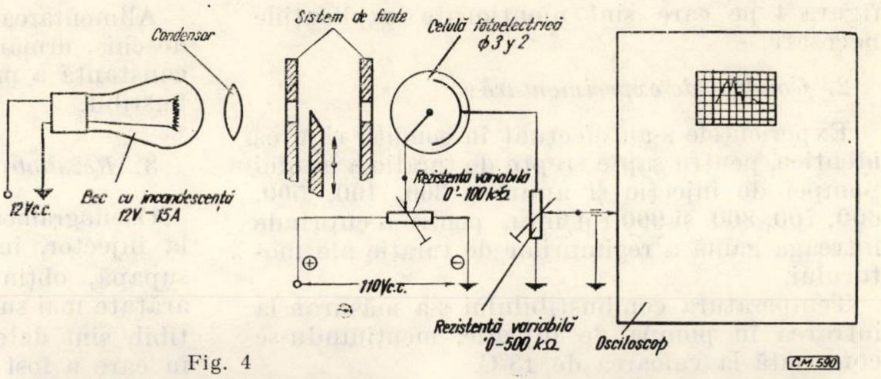

Sistem de fante
Condensor
Celulă fotoelectrică
φ3y2
Bec cu incandescentă
12V – 15A
12Vc.c.
Rezistentă variabilă
0'-100 kΩ
110Vc.c.
Rezistentă variabilă
0-500 kΩ
Osciloscop
CM.590

Fig. 4

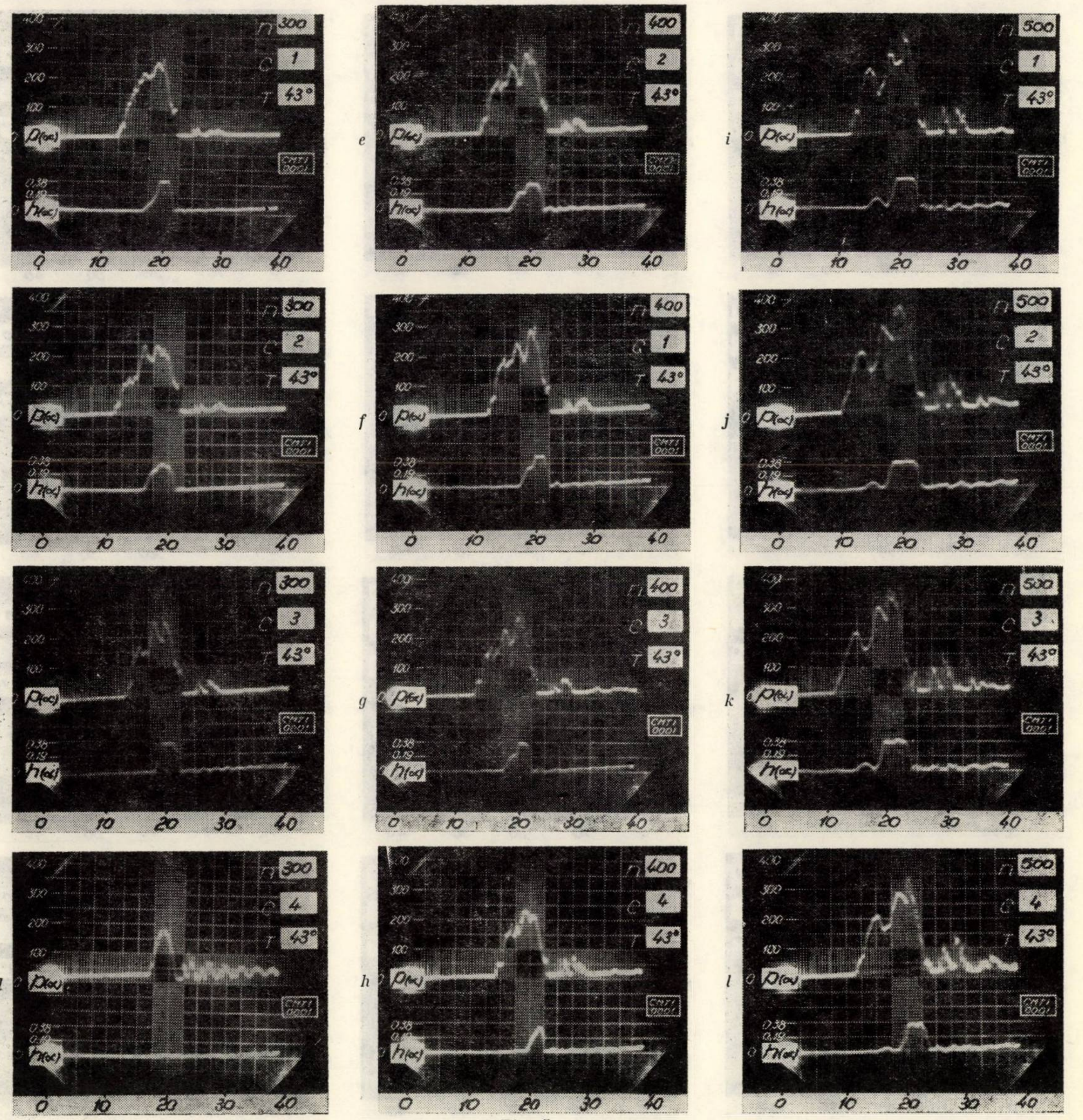


Fig. 5

figura 4 pe care sînt menţionate explicaţiile necesare.

2. *Condiţii de experimentare*

Experienţele s-au efectuat în condiţii riguros identice, pentru şapte trepte de turaţie a axului pompei de injecţie şi anume: 300, 400, 500, 600, 700, 800 şi 900 rot/min, pentru a cuprinde întreaga gamă a regimurilor de turaţie ale motorului.

Temperatura combustibilului s-a măsurat la intrarea în pompa de injecţie, menţinîndu-se constantă la valoarea de 43°C.

Alimentarea injectorului s-a făcut în circuit deschis, urmărindu-se prin aceasta, menţinerea constantă a proporţiei de aer dizolvat în combustibil.

3. *Rezultate*

Oscilogramele reprezentînd variaţia presiunii la injector, în sincronism cu mişcarea acului supapă, obţinute în condiţiile de experienţă arătate mai sus, pentru fiecare tip de combustibil, sînt date în figurile 5, 6 şi 7. Condiţiile în care a fost obţinută fiecare curbă sînt în-

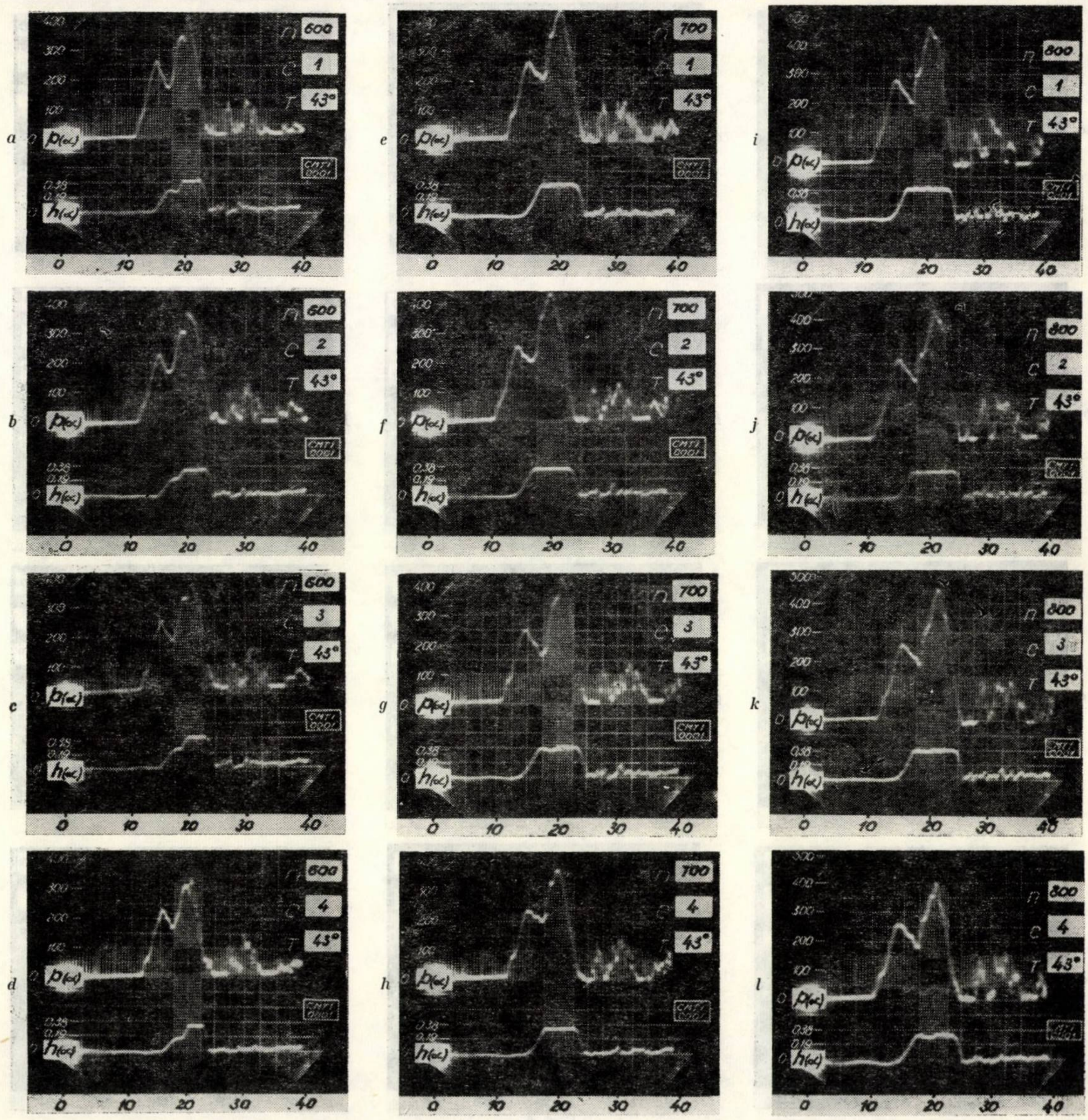


Fig. 6

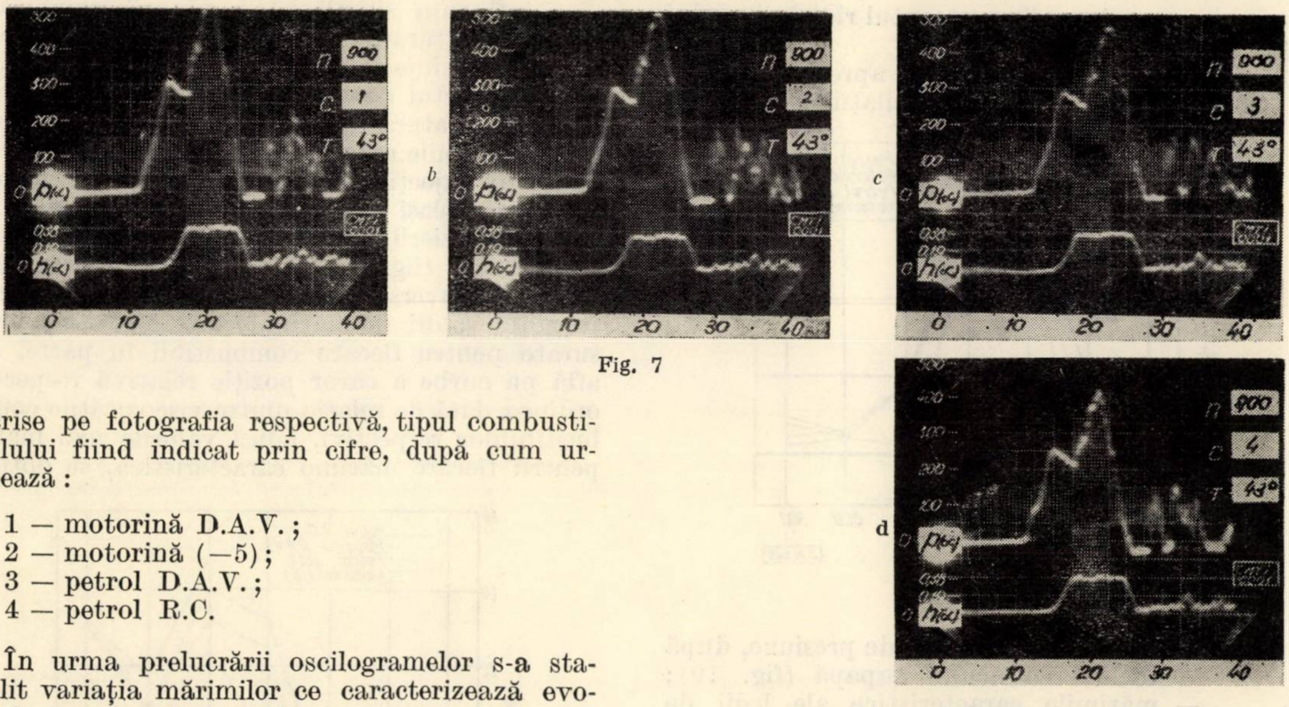


Fig. 7

scrise pe fotografia respectivă, tipul combustibilului fiind indicat prin cifre, după cum urmează :

1 – motorină D.A.V. ;
2 – motorină (–5) ;
3 – petrol D.A.V. ;
4 – petrol R.C.

În urma prelucrării oscilogramelor s-a stabilit variaţia mărimilor ce caracterizează evoluţia parametrilor analizaţi, pentru care s-au trasat curbele din figurile 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 şi 15.

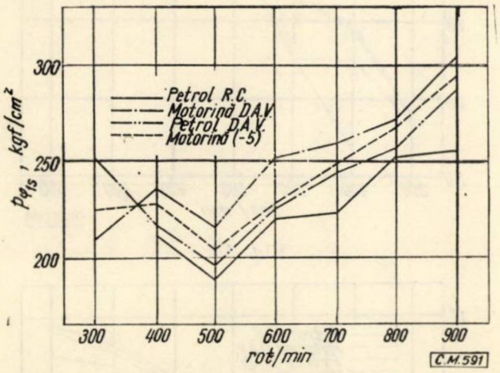


Fig. 8

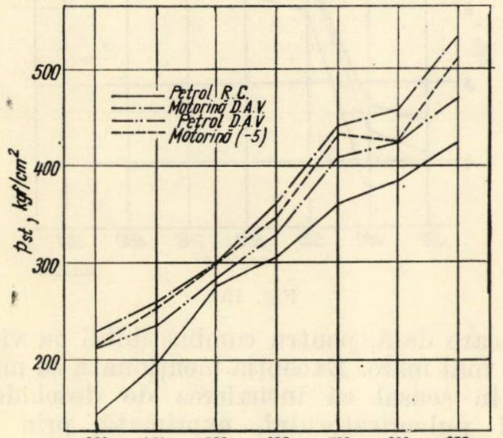


Fig. 9

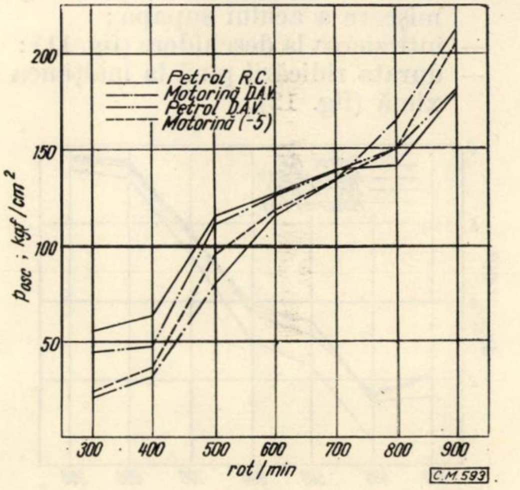


Fig. 10

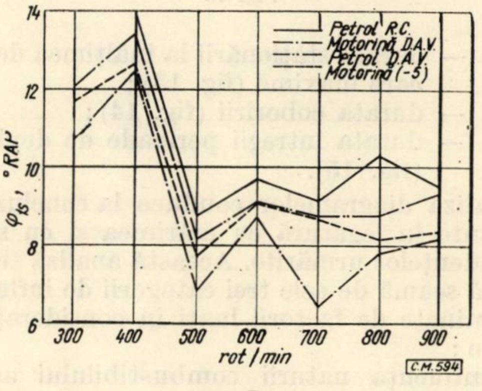


Fig. 11

În ordinea numerotării, curbele reprezintă :

a — mărimile caracteristice ale presiunii la injector ;

$p_{\varphi_{1s}}$ — presiunea în momentul ridicării acului (fig. 8);

p_{st} — presiunea maximă, apreciată la nivelul mediu al oscilaţiilor (fig. 9);

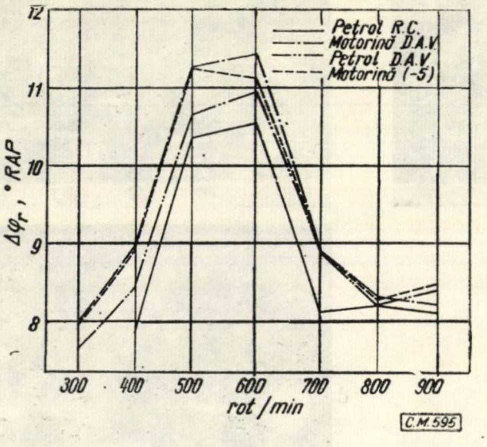


Fig. 12

p_{osc} — mărimea oscilaţiilor de presiune, după închiderea acului supapă (fig. 10);

b — mărimile caracteristice ale legii de mişcare a acului supapă;

φ_{15} — întîrzierea la deschidere (fig. 11);

$\Delta\varphi_r$ — durata ridicării pînă la înălţimea maximă (fig. 12);

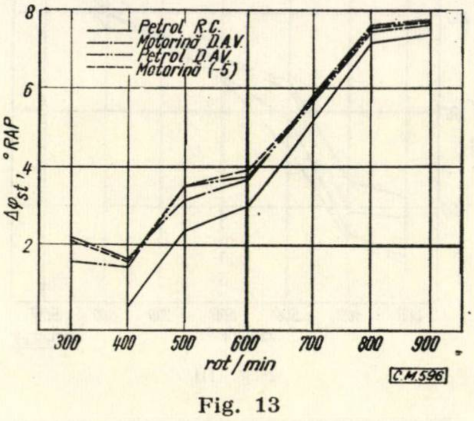


Fig. 13

$\Delta\varphi_{st}$ — durata staţionării la înălţimea de ridicare maximă (fig. 13);

$\Delta\varphi_c$ — durata coborîrii (fig. 14);

$\Delta\varphi_R$ — durata întregii perioade de deplasare (fig. 15).

Analiza diagramelor conduce la concluzii interesante în legătură cu mărimea şi cu sensul dependenţelor urmărite. Această analiză trebuie să ţină seamă de cele trei categorii de influenţe, determinate de factorii luaţi în consideraţie, şi anume:

— influenţa naturii combustibilului asupra parametrilor de injecţie, la acelaşi nivel de turaţie a axului pompei;

— influenţa turaţiei axului pompei asupra parametrilor de injecţie, pentru acelaşi combustibil;

— influenţa simultană a naturii combustibilului şi a turaţiei axului pompei asupra parametrilor de injecţie.

Din punctul de vedere al primului criteriu, se vede că natura combustibilului influenţează toate mărimile caracteristice ale celor doi parametri de injecţie analizaţi; influenţa se manifestă în acelaşi sens la toate mărimile, cu excepţia întîrzierii la deschiderea acului pulverizatorului, φ_{13} (fig. 11), la care relaţia dintre mărimi este inversă. Într-adevăr, punctele ce reprezintă valori ale mărimilor caracteristice, măsurate pentru fiecare combustibil în parte, se află pe curbe a căror poziţie relativă respectă ordinea dată de relaţia dintre viscozităţile combustibililor respectivi, adică valorile mai mari, pentru fiecare mărime caracteristică, se obţin, de fiecare dată, pentru combustibilul cu viscozitate mai mare. Excepţia menţionată se manifestă în sensul că întîrzierea de deschiderea acului pulverizatorului, exprimată prin unghiul φ_{1s}, măsurată pe toată gama de turaţii, are valoare mai mare pentru combustibilul cu viscozitate mai mică.

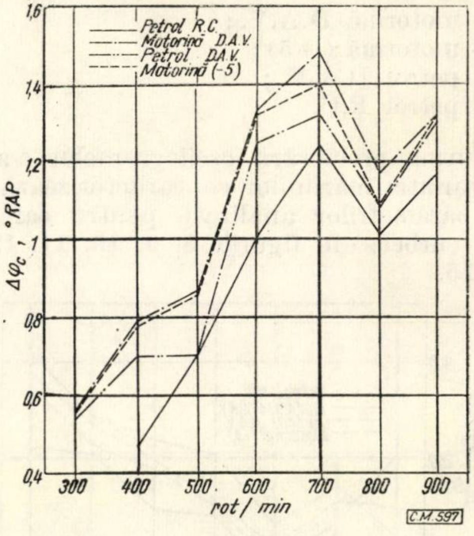


Fig. 14

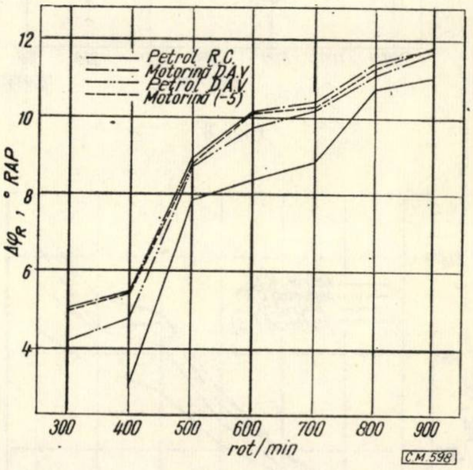


Fig. 15

În cadrul acestei dependenţe se observă totuşi două perturbaţii ce conduc la inversarea relaţiei dintre mărimi şi anume : prima, în zona turaţiilor mici (400 rot/min), pentru presiunea de deschidere a acului pulverizatorului, $p\varphi_{1s}$ (fig. 8), iar a doua, în zona turaţiilor ridicate (700 rot/min), pentru amplitudinea oscilaţiilor de presiune produse după închiderea acului supapă al pulverizatorului, p_{0sc} (fig. 10).

În ceea ce priveşte cel de al doilea criteriu de analiză se vede că, în general, valorile mărimilor caracteristice analizate cresc o dată cu creşterea turaţiei. Ca excepţii se pot cita : prima, evoluţia duratei de ridicare a acului supapă, $\Delta\varphi_r$ (fig. 12), care prezintă un maxim în zona turaţiilor medii şi, a doua, întîrzierea la deschiderea acului, φ_{1s}, care la început scade, ca apoi să rămînă aproximativ constantă (fig. 11). Celelalte abateri de la regula enunţată mai sus pot fi atribuite perturbaţiilor ce apar atît în zona turaţiilor mici (fig. 8 şi 13), cît şi în zona turaţiilor mari (fig. 14).

Dacă se ia în consideraţie dependenţa complexă indicată de cel de al treilea criteriu, se pot face aprecieri asupra gradului în care se manifestă influenţa naturii combustibilului la fiecare nivel de turaţie. În legătură cu aceasta, nu se remarcă o linie generală ci concluziile trebuie fixate analizînd curbele de variaţie pentru fiecare mărime caracteristică în parte. Întradevăr, mărimea acestei influenţe este exprimată prin distanţa dintre curbe, de unde se vede că este diferită la turaţii diferite, fiind, totodată, specifică fiecărei mărimi caracteristice în parte. Se poate totuşi afirma că influenţa este mai sensibilă în zona turaţiilor medii.

Din cele de mai sus se pot contura o serie de concluzii şi anume :

— parametrii de injecţie sînt sensibil influenţaţi de natura combustibilului, exprimată prin proprietăţile sale fizice ;

— influenţa naturii combustibilului asupra parametrilor de injecţie poate fi diferită la turaţii diferite, atît ca mărime cît şi ca sens ;

— turaţia axului pompei de injecţie influenţează parametrii de injecţie diferenţiat, atît în funcţie de natura combustibilului cît şi în funcţie de nivelul de turaţie ;

— pentru anumite mărimi caracteristice există zone critice de turaţie, în care evoluţia fenomenului suferă o perturbaţie care, de obicei, conduce la inversarea lui.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Karpov, R. G.*, Elektronika v ispîtanii teplovîh dvigatelei. Moscova, Maşghiz, 1963.

[2] Electronic fuel injecton analyser, another advance in engine analysis techniques. In : Diesel and gas turbine progress, nr. 6, 1969, p. 46—47.

Documentare

Stanki i instrument

nr, 12, 1970.

Iu. N. Sehter, ş. a.: **Noi materiale de protecţie.**

La uzina pentru produse experimentale din Moscova s-au elaborat noi materiale de protecţie cu largă aplicabilitate în construcţia de maşini.

Tabela 1

Parametrul	Prot 20/w/m	Prot 30 w/m	NG – 207
Viscozitate cinematică, cSt	147	351	276,1
la 20°C	31,3	71,7	44,6
la 50°C	6,95	12	8,4
la 100°C			
Conţinut de cenuşă de sulfaţi, %	1,18	1,66	0,9
Alcalinitate, mg KOH/g	2,34	3,4	4,54
(GoST 11362-65)	0,0376	90122	0,02
Impurităţi mecanice, %			
Temperatura de aprindere, °C	215	217	210
Temperatura de congelare, °C	−25	−20 max.	−25
Indice de cocs, %	max. 1,35	1,49	1,37
Greutate specifică la 20°C g/cm³	0,882	0,894	0,892

Uleiul de protecţie NG-207 (TU 38-1-268-69) este destinat pentru conservarea interioară a maşinilor-unelte, mecanismelor, motoarelor etc. În componenţa sa intră inhibitorii de coroziune de mică solubilitate, antioxidanţi ş.a. Compararea proprietăţilor fizico-chimice ale uleiului NG-207 cu proprietăţile uleiurilor cu aceeaşi destinaţie Prot 20 w/m şi Prot 30 w/m, fabricate de firma Fiat (tabela 1) demonstrează că noul produs se situează la nivelul realizărilor moderne.

Încercările la coroziune au arătat că, în funcţie de metoda de ambalare, uleiul NG-207 poate asigura protecţia pe durate pînă la cinci ani.

Unsoarea lichidă de protecţie NG-208 (TU 38—1—269—69) serveşte la combaterea coroziunii pieselor metalice în timpul conservării în magazii şi în depozite de întreprinderi închise. Şi acest produs este comparabil cu produse similare de fabricaţie străină, de exemplu cu unsoarea Prot PM-Fiat.

Uleiul de protecţie NG 210 (TU 38—1—277—69) se utilizează la acoperirea pieselor metaloceramice, înlocuind uleiurile industriale aplicate pînă în prezent, care nu dau satisfacţie deplină. Viscozitatea cinematică a uleiului NG-210 la temperaturile de 5° şi de 100°C este de 126,5—138,4 respectiv 17,9 cSt, valorile corespunzătoare aceloraşi temperaturi pentru uleiul Prot B (Fiat fiind 117—126, 2 şi respectiv 17,5 cSt.

Uleiul emulsionat anticorosiv NG-212 (TU 38—1—270—69), este caracterizat prin înalte calităţi de protecţie. Pentru determinarea capacităţii de emulsionare s-au amestecat 1,5 g ulei cu 10 mg apă distilată. După agitare timp de 2 min, emulsia a fost menţinută la 85±2°C de 24 h. În aceste condiţii emulsia prezintă culoarea crem-deschis persistentă. La expunere de durată, pe suprafaţa emulsiei se separă inele de ulei, evaporarea emulsiei la 85±2°C fiind practic inexistentă. Sub aspectul proprietăţilor fizico-chimice, uleiul NG-212 este comparabil cu produsul italian 01—20—5z—1.

G.Z.

nr. 12/1970

M. V. Mlodik. Echipamentele tehnologice pentru prelucrarea orificiilor mici.

La uzina de tehnica luminii din Riga s-au construit şi experimentat echipamente tehnologice pentru prelucrarea orificiilor străpunse de dimensiuni mici. Unul dintre noile echipamente este un cap de mortezat care se ataşază la maşina universală de frezat model 679, în locul capului de frezat, şi este folosit la execuţia unor orificii prelucrate manual pînă în prezent, productivitatea muncii crescînd astfel de două-trei ori.

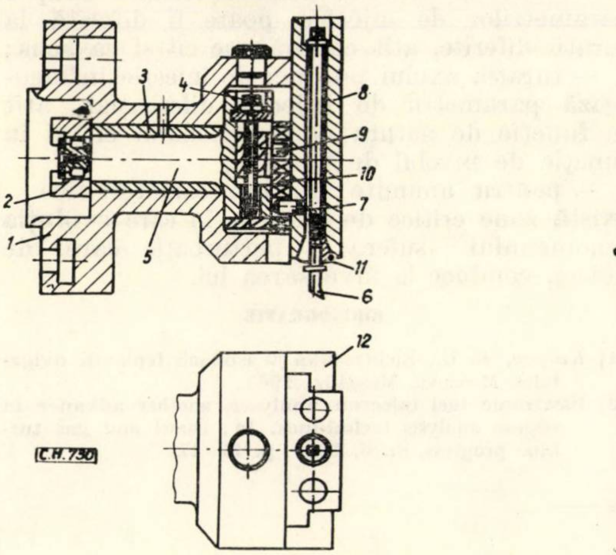


Fig. 1

Capul de mortezat (fig. 1) cuprinde corpul *1* cu arborele cu excentric *5*, montat pe lagărul de alunecare *3*. Capul se fixează pe maşină cu două buloane ancorate într-o canelură circulară cu secţiune în T a flanşei corpului *1*. Antrenarea arborelui *5* de către arborele orizontal al maşinii se efectuează prin intermediul cuplajului *2*. În partea opusă acestuia, într-o canelură coadă de rîndunică, este montată piuliţa-manivelă *9*. Bolţul piuliţei-manivelă transmite mişcarea la biela *10* care, prin bolţul *7*, determină deplasarea alteranativă de translaţie a culisei *8* în glisierele *12*. Cuţitul de mortezat *6* este fixat în manşonul *11*, ultimul fiind prins cu un tirant de culisa *8*. Cursa culisei poate fi reglată în limitele 0...40 mm prin deplasarea piuliţei-manivelă *9* în canelura arborelui *5*, cu ajutorul şurubului *4*. Pentru reglarea poziţiei capului de mortezat, partea cilindrică a corpului *1* este prevăzută cu gradaţii între 0 şi 45°.

Un alt utilaj cu destinaţie similară nou realizat este maşina de pilit cu gabarit redus. Pila de lucru este antrenată de un mecanism manivelă-culisă, acţionat de electromotorul maşinii prin intermediul unui reductor de multiplicator şi al unei transmisii cu curea în trei trepte. Cu ajutorul unor comenzi manuale, masa maşinii poate fi deplasată vertical şi înclinată, în vederea poziţionării corespunzătoare a piesei de prelucrat în raport cu scula. Caracteristicile maşinii sînt următoarele : lungime × lăţime × înălţime — 480 × 500 × × 530 mm ; diametrul mesei — 190 mm ; numărul de curse pe minut — 270, 200 şi 140 ; lungimea cursei — 0...40 mm ; puterea electromotorului — 0,12 kW la 1 400 rot/min ; greutatea maşinii — 45 kg.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 1—1971

D. I. Kofman şi I. V. Lisiak. O nouă metodă de reglare a funcţionării motoarelor diesel.

La motoarele diesel, dozarea combustibilului (deci reglajul sarcinii) prin modificarea presiunii combustibilului înainte de pompa de injecţie poate fi realizată printr-o organizare adecvată a sistemului de injecţie. Schema de principiu este prezentată în figura 1 (*1* — pompă de injecţie ; *2* — regulator pentru toate regimurile ; *4* — pompă de alimentare).

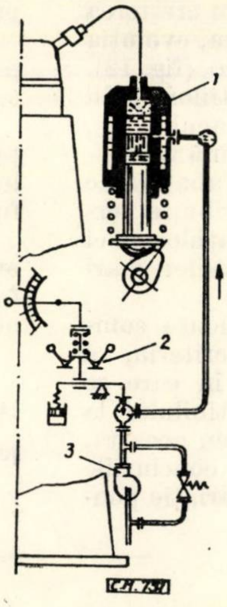


Fig. 1

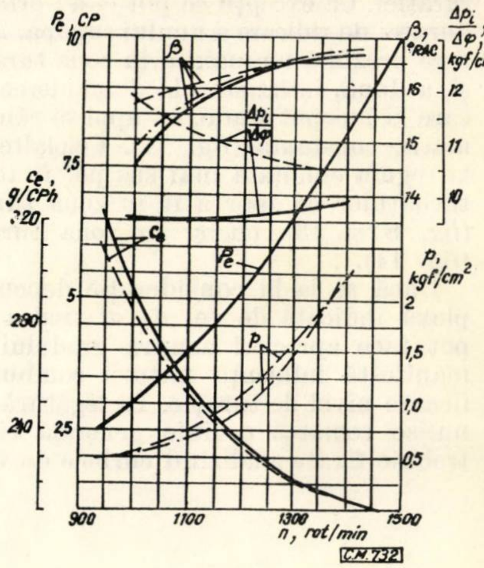


Fig. 2

Orificiul de admisiune în elementul pompei de injecţie este calculat corespunzător dozării în timpul umplerii, ceea ce înseamnă că debitul pe ciclu depinde numai de turaţia arborelui pompei şi de presiunea combustibilului în amonte. Raza orificiului are expresia

$$r = \sqrt{\frac{6\,Qn}{\mu \pi \varphi \sqrt{2 g \gamma \Delta p}}},$$

în care Q este debitul pe ciclu, n — turaţia arborelui pompei, μ — coeficientul de debit, φ — unghiul de rotaţie al arborelui pompei, g — acceleraţia gravitaţiei, γ — greutatea specifică a combustibilului, Δp — căderea de presiune în orificiu. Presiunea necesară a combustibilului în amontele elmentului de funcţionarea motorului pe caracteristica de elice poate fi calculată cu formula

$$p = p_0 + \left(\frac{Q}{Q_{min}}\right)^2 \frac{n_{min}}{n} \Delta p_{min},$$

unde p_0 este presiunea în spaţiul de deasupra pistonului plonjor, Q şi Q_{min} — debitul pe ciclu la sarcină plină şi la sarcină minimă, n şi n_{min} — turaţiile corespunzătoare ale arborelui pompei, Δp_{min} — căderea de presiune pentru sarcina minimă.

În timpul reglării pompa de injecţie funcţionează cu umplere parţială, ceea ce permite atenuarea brutalităţii procesului la sarcină continuă, prin micşorarea automată a unghiului de injecţie. De asemenea, procedeul de reglare antrenează simplificarea construcţiei pompei de injecţie, datorită absenţei rampei elicoidale a pistonului plonjor şi a mecanismului de comandă cu cremalieră. Începutul injecţiei în regimuri continue are loc la viteze mari ale pistonului plonjor, asigurînd creşterea presiunii de injecţie, îmbunătăţirea pulverizării şi micşorarea gradului de neuniformitate al procesului.

Cercetări efectuate pe un motor 1C 10,5/13 au arătat că dozarea combustibilului la admisiune determină majorarea presiunii de injecţie cu 15—25 % pentru sarcini de 20—50 %. Rezultatele privind caracteristica de elice sînt arătate în figura 2 (linie continuă — sistem clasic de injecţie; linie întreruptă — dozarea combustibilului la admisiune; linie — punct — valori calculate; B — avansul la injecţie; $\frac{\Delta p_i}{\Delta \varphi}$ viteza de creştere a presiunii de injecţie).

În afara celor menţionate, noua metodă sporeşte sensibil calităţile de autoreglare ale motorului, datorită realizării unei caracteristici de debit convenabile. Schema se pretează la folosirea regulatoarelor cu acţionare directă, asigurînd o variaţie liniară a reglajului, independentă de puterea motorului.

Škoda revue,

nr. 4, 1970

F. Zika şi Z. Špeta. **Dispozitiv pentru ecruisarea degajărilor de racordare la arborii cotiţi.**

Dispozitivele curente pentru ecruisarea degajărilor de racordare se folosesc în primul rînd la arborii cotiţi de dimensiuni mici, din construcţia motoarelor de automobil. În cadrul concernului Škoda din Plzen s-a realizat un dispozitiv de ecruisare utilizabil în cazul arborilor cotiţi cu lungimi de 3—5 m şi diametre ale fusurilor de 210—260 mm. El poate fi adaptat pe strunguri universale.

Schema de montare a dispozitivului în poziţia de lucru este prezentată în figura 1. Capul de ecruisare 1 acţionează simultan asupra ambelor degajări ale fusului 3. Rolele de ecruisare sînt aplicate pe racordări de către pistonul cilindrului hidraulic 2. Fusul 3 se sprijină pe rolele de ghidare 5 susţinute de brida 4. Capul de ecruisare este dispus în poziţie corectă în raport cu fusul prin intermediul unui mecanism cu cremalieră. Brida 4 este manevrată pentru îmbrăcarea fusului şi eliberarea acestuia cu ajutorul unei transmisii cu lanţ acţionate manual, blocarea în poziţia de lucru efectuîndu-se cu un clichet.

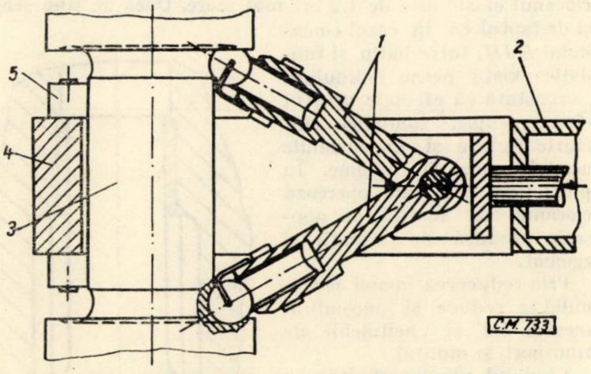


Fig. 1. Schemă de principiu :
1 — aer comprimat în cilindrul de lucru; *2* — traversă; *3* — masa de lovire; *4* — batiu; *5* — distribuitor.

Forţa totală de apăsare dezvoltată de dispozitiv poate fi reglată pînă la 20 t. Viteza de rotaţie a arborelui în timpul ecruisării degajării de racordare, care se realizează în 6—8 treceri, variază între 7 şi 13 rot/min. Datorită acţionării prin forţă constantă de apăsare, funcţionarea dispozitivului este silenţioasă. Montarea şi utilizarea dispozitivului sînt executate de un singur muncitor.

Încercările privind deformaţiile de ansamblu prilejuite de ecruisarea cu dispozitivul prezentat au arătat o variaţie de 0,6 mm a lungimii unui arbore cotit cu şase coturi şi o variaţie maximă a bătăii fusurilor maneton de 0,05 mm. Pentru verificarea comportării dispozitivului şi determinarea adîncimii de ecruisare s-au efectuat experimentări pe două tipuri de fusuri-etalon, fabricate din oţel CSN 15260 cu rezistenţa de rupere de 87 kgf/mm^2 şi respectiv din oţel recopt 12040 cu rezistenţa de rupere de 65 kgf/mm^2. Din ambele tipuri de fusuri-etalon s-au detaşat epruvete pentru controlul durităţii. Parametrii de ecruisare a degajărilor de racordare ale fusurilor-etalon sînt următorii: forţa totală de apăsare dezvoltată de dispozitiv $F = 12000$ kgf/; forţa de apăsare pe rolă $F_1 = 7000$ kgf; unghiul de aplicare a forţei F_1 în raport cu suprafaţa frontală a degajării $\alpha = 15 \ldots 45°$; raza rolei de ecruisare $r = 11{,}9$ mm; numărul de treceri $z = 22$.

În stratul ecruisat s-a obţinut duritatea de 257—258 HV5 la epruvetele de primul tip, respectiv de 190—194 HV5 la epruvetele de al doilea tip. Sub aspectul adîncimii de ecruisare, rezultatele cele mai favorabile au corespuns domeniului de 30—45° al unghiului α: pînă la 5 mm la primul tip şi pînă la 6,5 mm la cel de-al doilea.

Pentru verificarea influenţei ecruisării asupra limitei de oboseală s-au executat 12 epruvete speciale din oţel CSN 15260. Dintre acestea, au fost supuse ecruisării opt epruvete, patru la $F = 9000$ kgf, $F_1 = 5200$ kgf.

L'industrie lourde tchécoslovaque,

nr. 9, 1970

Pavel Harvánek. **Ciocan oleo-pneumatic pentru forjarea de precizie în matriţă.**

Ciocanele hidraulice se construiesc de regulă ca ciocane cu şabotă cu contralovitură.

Inconvenientul principal al ciocanelor cu şabotă îl constituie efectul dinamic considerabil produs asupra fundaţiei. Pentru micşorarea acestuia, şabota se dimensionează la o greutate de 20 pînă la 25 ori mai mare ca cea a masei de lovire. Şabota este suportată de o fundaţie masivă, construită în ultimul timp pe elemente elastice, al cărei cost reprezintă aproape 30 % din costul maşinii.

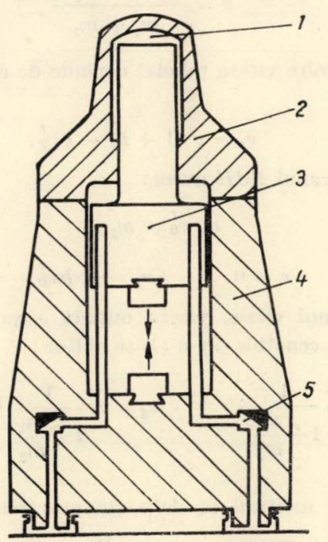


Fig. 1

În vederea evitării acestui neajuns, s-a pus la punct construcţia ciocanului *KJH* (fig. 1), care reuneşte avantajele ciocanului cu contralovitură (eficacitatea mare a loviturii, eliminarea efectelor directe asupra fundaţiei) cu cele ale ciocanului cu şabotă (posibilităţi de forjare cu scule multiple şi forjarea pornind de la semifabricat bară.

Masa de lovire este menţinută în poziţia superioară de către presiunea uleiului în cilindrii de ridicare. O dată deschis distribuitorul hidraulic, presiunea este suprimată, aerul comprimat accelerează căderea masei de lovire în cursa ei activă, iar lichidul sub presiune este refulat în acelaşi timp în cilindrii care ridică batiul în întîmpinarea masei de lovire. Diametrul acestor cilindri este astfel ales încît viteza masei de lovire şi cea a batiului să fie invers proporţionale cu masele lor. Astfel, cantitatea de mişcare în momentul ciocnirii este anulată, efectul asupra fundaţiei fiind minim.

Cînd masa de lovire ajunge în poziţia inferioară, distribuitorul se închide şi lichidul refulat de pompa hidraulică ridică această masă în poziţia superioară, în timp ce aerul în cilindrul de lucru este comprimat.

Comanda maşinii este electro-hidraulică, ea putînd fi acţionată fie prin pedală, fie prin apăsarea pe buton. Înălţimea de ridicare a masei se selecţionează pe un panou de comandă care se găseşte în exteriorul maşinii.

Ciocanul poate fi livrat, la cerere, cu o comandă tranzistorizată, fără contacte, oferind posibilitatea programării ciclului de lucru.

Printre avantajele ciocanului *KJH* se menţionează : randamentul ridicat al loviturilor în procesul de forjare ; eliminarea efectului loviturii asupra fundaţiei ; greutatea redusă cu 40—50% faţă de ciocanul clasic cu şabotă ; ghidaj perfect al masei de lovire ; comandă hidraulică automată ; posibilitatea de utilizare a unui ejector, lungind astfel domeniul de utilizare al ciocanului.

Raportul dintre masa batiului şi cea a masei de lovire în cazul presei *KJH* este :

$$\frac{m_1}{m_2} = 12{,}5, \tag{1}$$

iar pentru ciocanul clasic :

$$\frac{m_1}{m_2} = 25. \tag{2}$$

Viteza comună a celor două mase în momentul ciocnirii este :

$$v = \frac{m_1 v_0' - m_2 v_0''}{m_1 + m_2}, \tag{3}$$

iar după ciocnire viteza şabotei depinde de coeficientul ciocnirii k :

$$v_1 = v\,(1 + k) - k v_0'. \tag{4}$$

Pentru ciocanul *KJH* avem :

$$m_1 v_0' = m_2 v_0'', \tag{5}$$

deci

$$v = 0, \qquad v_1 = - h v_0', \tag{6}$$

Pentru ciocanul clasic, viteza iniţială a şabotei este nulă $v_0' = 0$ şi din ecuaţiile (3) şi (4) se obţine :

$$v = v_0'' \frac{1}{1+\frac{m_1}{m_2}}; \qquad v_1 = v_0'' \frac{1}{1+\frac{m_1}{m_2}} (1 + k). \tag{7}$$

Randamentul loviturii se defineşte prin relaţia :

$$\eta = 1 - \frac{E_2}{E},$$

unde E este energia cinetică a masei de lovire la începutul loviturii şi E_2 energia cinetică a şabotei la sfîrşitul ciocnirii (energie inutilizabilă).

Pentru ciocanul *KJH* se obţine :

$$\eta_1 = 1 - \frac{\frac{1}{2} m_1 v_1^2}{\frac{1}{2}\left(m_1 v_0'^2 + m_2 v_0''^2\right)}$$

şi ţinînd seamă de relaţiile (1), (5) şi (6) :

$$\eta_1 = 1 - \frac{k^2}{13{,}5}.$$

Similar pentru ciocanul clasic cu şabotă ;

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\frac{1}{2} m_1 v_1^2}{\frac{1}{2} m_2 v_0''^2} = 1 - \frac{25}{26^2} (1 + k)^2.$$

Pentru $k = 0{,}3$ se obţine $\eta_1 = 99\%$ şi $\eta_{II} = 94\%$, adică randamentul ciocanului *KJH* pentru o greutate la jumătate, este cu 5% mai mare.

Impulsul forţei transmis fundaţiei se poate aprecia prin cantitatea de mişcare a şabotei la sfîrşitul ciocnirii. Raportînd aceste valori pentru cele două tipuri de ciocane, se obţine :

$$\frac{m_{1II}\, v_1}{m_{1I}\, v_1} = \frac{m_{1II}\, v_0'' \frac{1}{1+\frac{m_1}{m_2}} (1+k)}{m_{1I}\, k\, v_0'}. \tag{8}$$

Folosind relaţiile (1), (2) şi (5) în relaţia (8) se deduce :

$$\frac{m_{1II}\, v_1}{m_{1I}\, v_1} = \frac{12{,}5}{13} \frac{1+k}{k},$$

adică pentru $k = 0{,}3$ impulsul produs asupra fundaţiei de ciocanul clasic este de 4,2 ori mai mare. Dacă se ţine seamă şi de faptul că în cazul ciocanului *KJH*, între batiu şi fundaţie există perne hidraulice, se constată că efectele acestui ciocan asupra fundaţiei sînt foarte reduse şi dimensiunile acesteia pot fi minime. În plus, persoana care operează ciocanul este scutită de oboseala produsă de vibraţii şi zgomot.

Prin reducerea masei ciocanului se reduce şi ancombramentul lui şi cheltuielile de transport şi montaj.

Ghidajul părţii inferioare a masei de lovire este realizat pe 4 glisiere dispuse radial (fig. 2), astfel că jocul nu depinde, practic, de dilatarea masei de lovire, el putînd avea valori foarte mici, fapt care conferă o mare precizie procesului de forjare. În plus mai există ghidajul în partea cilindrică superioară, lungimea zonei ghidate permiţînd preluarea singură a componentelor laterale, în cazul unei forjări dezaxate.

Comanda hidraulică se poate monta alături de ciocan sau oriunde în hală, realizîndu-se astfel o bună accesibilitate şi o întreţinere comodă. Sistemul pneumatic poate fi alimentat de la reţeaua de 6 kg/cm².

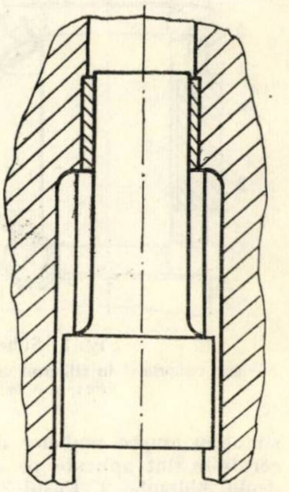


Fig. 2

Ciocanele *KJH* au o mare versatilitate în procesele de forjare, ele pot lucra în combinaţie cu alte maşini pentru a forma linii tehnologice de forjare pentru fabricarea unor piese finite.

Tabela 1

Lucrul mecanic pe locomotivă	kgm	2000	4000	8000
Cursa masei de lovire	mm	400	500	600
Nr. maxim de curse pe minut		40 100 în funcţie de mărimea cursei		
Cursa batiului	mm	25	32	40
Puterea totală absorbită	kW	22	45	90
Greutatea ciocanului	t	10	27	40
Greutatea totală cu grup hidraulic	t	12	29	45
Greutatea piesei celei mai grele	t	7,5	18	30
Înălţimea faţă de sol	mm	3 000	3 900	4 200
Presiunea de regim a fluidului	kgf/cm²	160	160	160

Ciocanele *KJH* sînt un produs al uzinelor Smeral şi se fabrică în mai multe game de dimensiuni. Caracteristicile principale ale ciocanelor *KJN* sînt redate în tabela 1.

D. T.

nr. 9/1970

Milou Černil. **Maşină automată pentru debavurarea buloanelor forjate la cald.**

Obţinerea semifabricatului de bulon prin forjare la cald, se poate realiza în matriţă închisă sau în matriţă care permite curgerea materialului sub formă de bavură. Prima metodă reclamă calcularea şi debitarea extrem de precisă a materialului, abaterile de volum trebuind reduse la minimum, dacă nu chiar la zero. Mecanismele de debitare devine astfel extrem de complicate şi comportarea lor lasă încă de dorit.

Forjarea semifabricatului cu bavură se realizează în condiţii mult mai simple şi nu reclamă o precizie deosebită a mecanismelor de debitare. În plus, existenţa bavurii etanşează matriţa forţînd materialul să ocupe în întregime cavitatea acesteia. Dezavantajul acestei metode constă în creşterea cantităţii de deşeuri, recuperat în parte prin comercializarea fierului vechi, şi în special în necesitatea introducerii unei operaţii suplimentare de debavurare.

Procedeele tehnologice clasice prevăd realizarea operaţiei de debavurare pe prese cu excentric comandate manual ,,ceea ce limitează productivitatea la 2 500 — 5 000 piese pe zi şi presă, prezentînd în acelaşi timp un mare pericol de accidentare. Aceste inconveniente sînt eliminate de către maşina automată de debavurare TOS 24, pusă la punct şi realizată de uzinele Smeralovy Závody din Brno. Această maşină acoperă toată gama de buloane curente, permiţînd debavurarea diametrelor cuprinse între 20 şi 24 mm pentru lungimi cuprinse între 50 şi 200 mm şi o mare varietate a formelor capului bulonului.

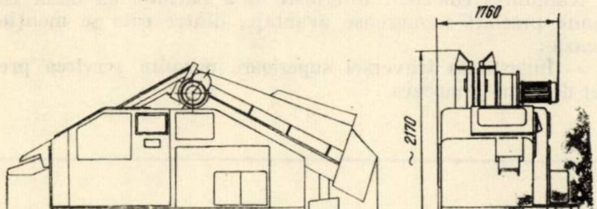


Fig. 1. (4). TOS 24 — dimensiuni de gabarit.

Maşina dezvoltă o apăsare maximă de 63 tone ceea ce corespunde unei suprafeţe de tăiere de circa 5 320 mm² pentru o rezistenţă la tracţiune a materialului de 65 kg/mm². Maşina permite realizarea a 50,63 sau 80 tăieturi pe minut în funcţie de mărimea şi forma semifabricatului. Ea se pretează şi la debavurarea pieselor asimilabile unor buloane, cu condiţia ca acestea să aibă o zonă cilindrică pentru stingere.

Modelul TOS 24 se compune dintr-un mecanism de debavurare şi din dispozitive de separare, de punere în poziţie şi de transfer. În plus ea este echipată cu un magazin aprovizonat de un transportor cu lanţ şi cu un conveior pentru evacuarea bavurilor.

Schema cinematică este prezentată în figura 2.

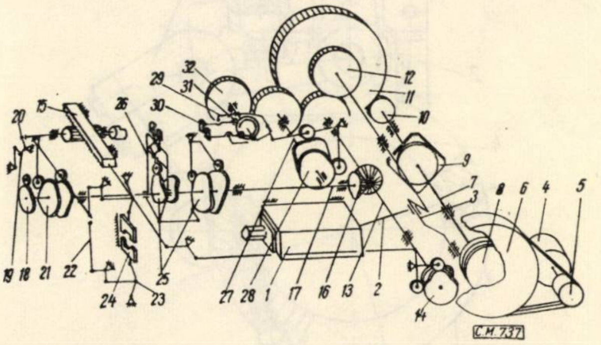


Fig. 2. Schema cinematică :

1 — culisă; *2* — bielă; *3* — arbore cotit; *4* — electromotor; *5* — roată de curea; *6* — volant; *7* — arbore de reducere; *8* — ambreiaj; *9* — frînă; *10* — pinion; *11* — roată dinţată; *12* — roată dinţată; *13* — arbore cu came transversal; *14* — camele de comandă a mişcării de rotaţie a mecanismului de poziţionare; *15* — mecanismul de poziţionare; *16* — angrenaje conice; *17* — arbore cu came longitudinal; *18* — camele de comandă a mişcării de translaţie axială a mecanismului de poziţionare; *19* — furcă; *20* — furcă; *21* — camele de comandă a stringerii; *22* — sistemul de antrenare al mecanismului de stringere; *23* — mecanism articulat; *24* — semimatriţe; *25* — camele de comandă a transferului; *26* — levier de transfer; *27* — arborele roţii intermediare; *28* — camele de comandă a levierului separator; *29* — levierul separator; *30* — fălcile levierului separator; *31* — camă frontală; *32* — roată dinţată.

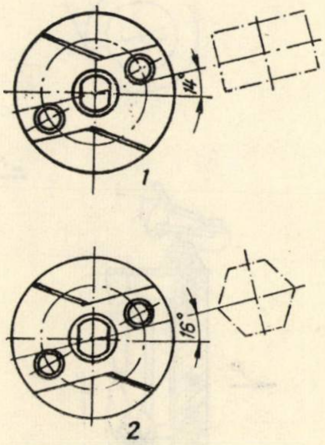
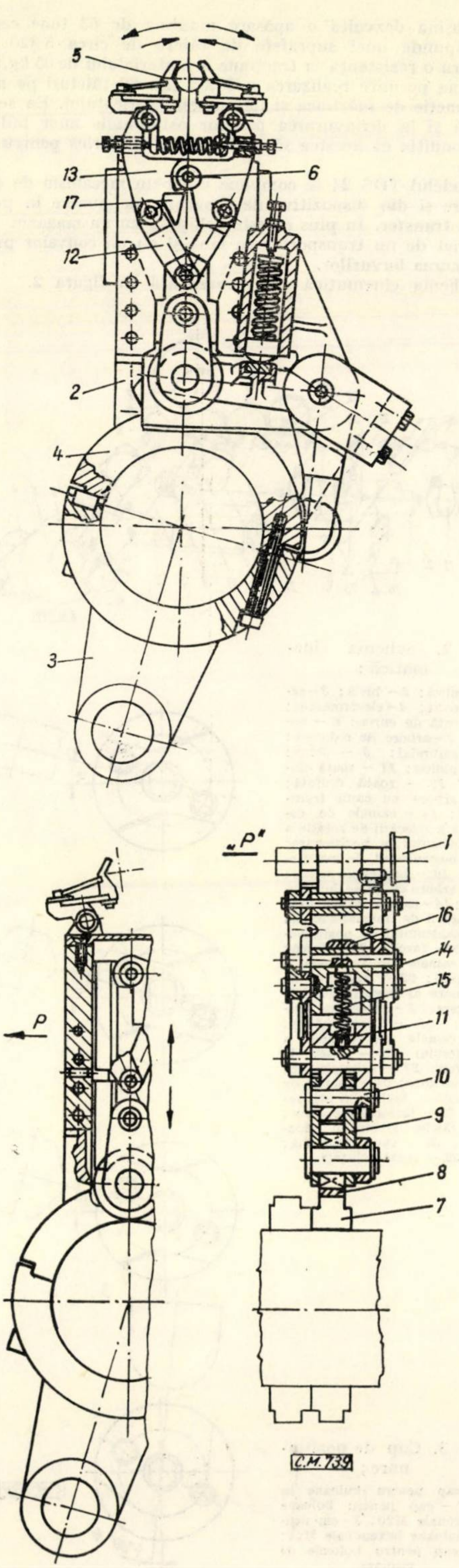


Fig. 3. Cap de poziţionare ;

1 — cap pentru buloane in T; *2* — cap pentru buloane hexagonale M20; *3* — cap pentru buloane hexagonale M24; *4* — cap pentru buloane de cuplare



Ciclul de operaţii al maşinii se desfăşoară automat pe durata unei rotaţii a arborelui cotit.

Unul dintre degetele transportorului cu lanţ apucă un semifabricat din magazin şi-l aduce în culoarul înclinat al maşinii (fig. 1).

Transportorul are un randament superior maşinii, cooperarea lui cu maşina fiind reglată de un întreruptor fără contacte. În partea inferioară a culoarului înclinat semifabricatele se adună în coloană imobilizate de opritorul sectorului separator. Sectorul ia cîte un semifabricat şi îl prezintă fălcilor cu resoarte, de unde el este luat de fălcile levierului separator care îl aliniază în funcţie de axa de poziţionare. Ciclul de operaţii se realizează prin intervenţie succesivă a separatorului de semifabricate, a levierului separator cu sistemul său de comandă, a mecanismului de poziţionare a semifabricatului prin mişcări de rotaţie şi translaţie, a levierului de transfer, al mecanismului articulat ce operează strîngerea semi-matriţelor, a dispozitivului de evacuare cu mandrinele de imobilizare şi, în fine, a strîngătorului de bavuri.

Sistemele cele mai deosebite ale maşinii le constituie mecanismele (brevetate) de poziţionare (fig. 3) şi de transfer (fig. 4).

Toate mişcările levierului de transfer şi ale fălcilor de strîngere sînt comandate de un singur arbore care suportă toate elementele constitutive ale mecanismului de transfer. Instalarea acestui mecanism în afara zonei de lucru uşurează operaţiile de vizitare, reglaj şi schimbare a sculelor.

Maşina este gresată în mod automat prin circulaţie forţată, iar funcţionarea este protejată împotriva avariilor prin diverse dispozitive de siguranţă. Este controlat, de asemenea, accesul accidental în maşină al semifabricatelor defecte (deformate).

Maşina acţionează concomitent asupra a două semifabricate. În timp ce un bulon este debavurat, celălalt aşteaptă în mecanismul de poziţionare. Cele două semifabricate sînt urmărite de un programator, a cărui memorie primeşte informaţii de tipul tot-sau-nimic, indicînd intrarea sau neintrarea piesei de debavurat.

La sfîrşitul operaţiei în memorie se încarcă evacuarea sau neevacuarea produsului. Faza următoare constă în controlul coincidenţei ; dacă a intrat semifabricat, el trebuie să fi fost evacuat, dacă nu, nu trebuie să existe evacuare. Dacă nu există anomalii, memoria este ştearsă şi gata astfel să urmărească piesa următoare ; dacă există anomalii, funcţionarea este întreruptă. Toate dispozitivele de protecţie prevăzute reduc la minimum pericolul de avarii.

Maşina este capabilă să lucreze la un nivel de exploatare reprezentînd 70 % din capacitatea teoretică. Cadenţa efectivă de lucru depinde de dimensiunile şi tipul semifabricatului. Spre exemplu pentru un bulon de M24 × 80 ce cîntăreşte 300 g, lucrînd cu un regim mediu de 63 rot/min, procentul de utilizare este de 50 %. În aceste condiţii se obţine în două schimburi de 510 minute, 32 130 buloane pe zi, reprezentînd 10,74 tone de material debavurat.

D.T.

nr. 9, 1970

Iosef Boril. Seria CKW de prese hidraulice cu două coloane pentru forjare.

Adoptarea comenzii inferioare şi a batiului cu două coloane prezintă numeroase avantaje, dintre care se menţionează :

— Îngustimea traversei superioare permite servirea presei de către o macara.

← Fig. 4. Mecanismul de transfer :

1 — semifabricat ; *1* — semifabricat ; *2* — levier de transfer ; *3* — comanda levierului ; *4* — comanda fălcilor ; *5* — fălci prismatice ; *6* — bolţ ; *7* — canale de comandă a strîngerii ; *8* — fulie ; *9* — elemente de legătură ; *10* — bolţ ; *11* — glisieră inferioară ; *12* — triunghiulari ; *13* — portfalcă ; *14* — glisieră superioară ; *15* — resort ; *16* — opritor ; *17* — suprafaţă de reazem.

— Înălţimea mică a presei nu jenează manevrele podurilor rulante şi permite micşorarea înălţimii halelor.

— Stabilitatea este mărită de instalarea maselor mobile în fundaţie, contribuind la utilizarea regimurilor rapide.

— Canalizaţiile solidare cu fundaţia şi cu traversa centrală a presei sînt mai puţin expuse avariilor, conductele mai scurte nu jenează zona de lucru.

— Pompele, blocul de distribuţie şi sistemul de conducte sînt plasate sub nivelul solului şi protejate, dispoziţie care favorizează utilizarea uleiului ca fluid de lucru.

— Manevrarea presei se face foarte comod permiţînd manipularea de către o singură persoană de la un post de comandă unic.

Printre dezavantajele acestei formule constructive se citează costul mai mare al fundaţiei care este mai complicată şi masele în mişcare mult mai mari decît în cazul presei cu comandă superioară.

Manevrabilitatea deosebită şi accesul foarte comod la zona de lucru, factori deosebit de importanţi pentru procesele moderne de forjare, în special pentru piesele cu profil complicat, fac extrem de atractivă formula de presă cu două coloane şi comandă inferioară.

— Este prevăzut comod la piesele care se uzează rapid.

— Presele seriei CKW sînt dotate cu dispozitive care uşurează schimbarea sculelor şi manipularea materialelor, precum şi cu utilaje care asigură o execuţie rapidă a lucrărilor de montaj. În acest mod se reduc la maximum timpii neproductivi.

— Materialele utilizate, precum şi componentele folosite pentru sistemul hidraulic, au fost astfel alese încît să corespundă solicitărilor foarte severe ce aparţin în procesele de forjare. Ungerea este asigurată de pompe cu comandă individuală deservind un sistem centralizat.

Elementele de bază ale seriei CKW le constituie presele de 630, 1000, 1600 şi 2500 tone. Ele pot fi livrate în versiuni standard sau cu diverse tipuri de mese culisante. De asemenea, ele sînt livrabile cu comandă individuală sau cu posibilitatea de branşare la o baterie centrală de acumulatoare.

Presele pot lucra în cicluri manevrabile manual, lovitură cu lovitură, semiautomat sau automat. Regimurile semiautomate şi automate permit selecţionarea prealabilă a cotei de forjare, a cursei şi a cadenţei de presare, presa funcţionînd automat în conformitate cu acest program. Dispozitivul electronic care controlează cota de forjare este un sistem numeric fără contacte şi asigură o precizie de lucru în limitele toleranţei de ± 1 mm.

Tabela 1

Caracteristici principale:

Model CKW	630	1000	1600	2500
Putere nominală, tone	630	1000	650/1000 1650	1000/1600 2600
Cursa pistonului plonjor, mm	1000	1250	1600	2000
Ecartamentul coloanelor, mm	1800×1300	2500×1600	3150×2000	3800×2400
Deschidere maximă, mm	2000	2500	3200	4000
Numărul de lovituri/cursă în mm/putere în tone: pe minut a) forjare normală	30/120/630	25/140/1000	20/170/1650	15/220/2500
b) îndreptare	60/50/400	25/140/1000	46/85/1000	35/110/1600
c) finisare	120/30/200	115/40/250	105/50/650	100/50/1000
Presiunea de regim în bari	320	320	320	320

În abordarea construcţiei seriei de presă CKW, întreprinderea cehoslovacă ZAAS a avut în vedere următoarele obiective importante:

— Presele trebuie să convină tuturor operaţiilor curente de forjare, fapt pentru care ele sînt prevăzute cu una sau mai multe mase culisante.

— Solicitarea traversei presei sub sarcini dezaxate şi deformaţiile rezultante sînt funcţie directă de rigiditatea construcţiei şi de modul de ghidare. Studiile efectuate şi măsurătorile tensometrice au arătat că din punctul de vedere al rigidităţii construcţiei, al transportului, al montajului şi al costului fundaţiei, formula cea mai avantajoasă este cea cu 3 puncte de ghidare. Această soluţie a fost adoptată pentru toate versiunile seriei CKW.

— Presele noii serii sînt prevăzute cu comandă individuală, prin pompe rapide, funcţionînd cu ulei. Adoptarea uleiului, ca fluid de lucru, permite reducerea la minimum a uzurilor organelor sistemului hidraulic, măreşte longevitatea pompelor şi a sistemelor de distribuţie, reduce şi simplifică operaţiile de control ale circuitului hidraulic în compartimentul subteran.

— Presele sînt echipate cu un dispozitiv de comandă semiautomată, denumit de presare la cotă, pentru asigurarea curselor repetate, care garantează precizia cea mai riguroasă la o cadenţă maximală.

O asemenea presă de 630 tone a fost instalată la oţelăriile ,,Vychodoslovenské Zelezarny" din Kosice în 1969, dînd deplină satisfacţie.

Intreprinderea ZDAS execută şi presa cu patru coloane şi comandă superioară aparţinînd seriei CKW pentru forţe de 630, 100, 1600 şi 2500 tone.

nr. 1/1971.

Jiri Sokol. **Domenii de utilizare a transportoarelor cu bandă antrenate prin cablu.**

În cazul transportului unor volume medii de material pe distanţe relativ lungi, transportul cu bandă automată prin cablu prezintă avantaje considerabile faţă de alte metode posibile.

La ora actuală, acest tip de transportor poate atinge următoarele performanţe: viteză 1 la 3,15 m/s; greutatea specifică a materialului transportat 0,8 la 3,2 t/m^3; diametrul cablurilor de antrenare 25 la 50 mm; efortul maxim de tracţiune 90 tone; volumul transportat 100—2500 m^3/h;

unghiul de rampă (panta) maximum 18°; puterea staţiei de antrenare maximum 2000 kW.

Forţa de tracţiune este aplicată cablurilor care realizează antrenarea, banda fiind rezemată pe ele. Cablurile de diametru relativ mare au o capacitate importantă de încărcare, fapt care face ca rezistenţele la înaintare să scadă considerabil ca urmare a micşorării rezistenţelor de fulaj (de 4 — 4,5 ori mai mici decît la transportoarele clasice cu bandă).

Prin reducerea fulajului, mersul benzii devine mult mai liniştit, banda poate transporta materiale cu granulaţie mare, iar în cazul materialelor pulverulente, se reduce degajarea de praf şi pierderile aferente de material.

În lucrare se prezintă nomograme care permit stabilirea principalelor caracteristici ale secţiunilor de urcare şi coborîre a transportoarelor pentru o lăţime a benzii de 1000 mm şi o greutate specifică de 1,6 t/m^3.

Prospectarea sistematică a pieţei şi a comenzilor concrete au permis stabilirea principalelor domenii de utilizare ale acestui tip de transportor.

Primul domeniu important îl reprezintă transportul materialelor în vrac, în industria materialelor de construcţie. Caracteristic acestui domeniu sînt debitele, distanţele şi înălţimile de transport relativ mici, ceea ce permite realizarea transportului dintr-o singură secţiune.

Parametrii principali ai transportoarelor pentru producţia materialelor de construcţii sînt prezentaţi în tabela 1.

Pentru evitarea ridicării benzii de pe role, porţiunea de racordare a părţii orizontale la rampă trebuie realizată cu o rază minimă:

$$R = \frac{2S}{0{,}7\,q}$$

unde S, kg, este tracţiunea în cabluri şi q, $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$, greutatea pe metru liniar a benzii şi a materialului transportat.

La forţe de tracţiuni mari, R poate avea valori de ordinul a cîtorva sute de metri, reclamînd o structură metalică complicată în această zonă şi eventual lucrări de terasament.

Transportorul cu bandă pe cabluri poate evita acest neajuns prin reducerea razei de racordare la numai zece metri. În zona respectivă, banda este deviată de pe cablu, fiind ghidată pe role motoare, a căror acţionare este derivată de la mişcarea cablului. Se evită astfel razele excesive şi, în acelaşi timp, forţa de tracţiune în bandă este redusă. În figura 1 este redată schema unei staţii de deviere.

La punctul de descărcare, staţia de antrenare poate fi plasată dedesubtul acestuia, obţinîndu-se o zonă de descărcare în consolă şi simplificîndu-se pe această cale eşafodajul metalic respectiv.

Sincronizarea celor două cabluri de tracţiune se obţine prin intermediul unui diferenţial, sau în cazul cînd se folosesc antrenări separate, prin intermediul rigidităţii benzii şi modificarea corespunzătoare a caracteristicii motoarelor

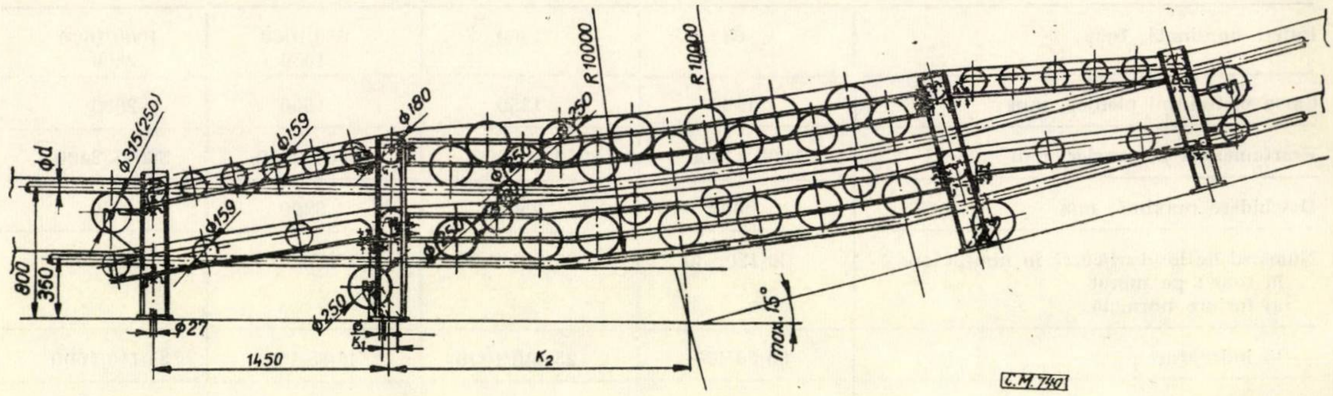


Fig. 1

Tabela 1

Varianta nr.	Debitul, t/h	Greutatea specifică, t/m^3.	Materialul	Granulaţia	Lungimea de transport, m	Rampa, m	Viteza transportului, m/s	Lăţimea benzii, mm	Puterea de antrenare, kW	Diametrul cablului de tracţiune, mm
1	400	1,5	calcar	35—180	786	27	1,6	700	55	25
2	250	1,5	calcar	0—130	990	—15	1,6	700	30	25
3	300	1,5	agregate	3—18	1730	28,5	1,6	700	75	25
4	750	1,5	calcar	0—15	1530	10	1,6	850	130	28
5	700	1,5	ciment mat. prim.	0—60	2056	23	2,5	700	160	31,5
6	800	1,6	calcar	0—200	1530	—135	1,6	850	320	35,5
7	535	1,5	nisip	0—80	4000	—53	1,6	700	160	31,5
8	600	1,7	minereu	0—300	2900	724	3,15	700	1600	45
9	1500	1,5	calcar	0—160	7325	—608,5	1,6	În curs de elaborare		
10	1500	1,5	calcar	0—160	1600	—151	1,6	În curs de elaborare		

electrice prin conectarea unor rezistenţe în circuitele induse ale motoarelor.

Al doilea domeniu important de utilizare al transportoarelor pe cablu îl constituie transportul materialelor în vrac

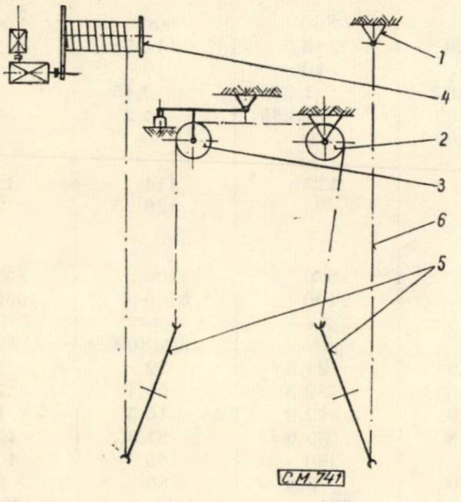


Fig. 2

1 – ancorajul extremităţii cablului; *2* – rolă de transmisie; *3* – rolă de transmisie; *3* – rolă de transmisie cu organ detector magnetostrictiv; *4* – troliu cu cablu; *5* – rolele de tensionare ale căruciorului de întindere a cablurilor; *6* – cablu de întindere.

Tabela 2

Varianta nr.	Debit, t/h	Greutatea specifică, t/m³	Materialul transportat	Lungimea de transport, m	Rampa, m	Viteza benzii, m/s	Lăţimea benzii, mm
1	1000	0,8	Cărbune pentru centrale electrice	24575	–57,7	3,15	1000
2	1200	0,8	idem	12000		2,5	1300
3	1000	0,8	idem	14600		3,15	1000

Tabela 3

Parametrii	Unităţi	Transport	
		Transportor	Feroviar
Distanţa de transport	km	24,575	49
Debit	t/an	$5{,}06\times10^6$	$5{,}06\times10^6$
Număr de km	t.km	124×10^6	245×10^6
Costul de instalare	% (kĕs)	100	**405**
Cheltuieli totale de exploatare	%(kĕs)	100	378
Cheltuieli specifice	% (kĕs/t)	100	388
Amortizarea instalaţiei	an	1,75	1,75
Productivitate	t/post şi om	86,2	4,1

la distanţe foarte mari. Principalele caracteristici ale transportoarelor ce se încadrează în acest domeniu sînt prezentate în tabela 2.

Avantajele utilizării acestui sistem de transport sînt prezentate comparativ cu transportul feroviar în tabela 3.

Pentru reducerea costului de întreţinere, rolele de cablu sînt articulate pe rulmenţi prevăzuţi cu labirinţi de etanşare şi gresaţi cu lubrifianţi superiori. Schimbarea rolelor se face cu uşurinţă, ele putînd fi transportate la locul de schimb cu ajutorul însuşi al transportorului. De asemenea, schimbarea benzii şi a cablurilor se poate face comod de la oricare din capetele transportorului.

Întinderea cablurilor se obţine printr-un troliu acţionat electric, care permite o întindere variabilă în funcţie de condiţiile de lucru, precum şi micşorarea dimensiunilor staţiei de întindere prin eliminarea contragreutăţilor (fig. 2).

Un alt domeniu în care transportorul cu bandă automată prin cablu începe să devină interesant, este utilizarea lui în puţurile de mine recent date în exploatare.

În această variantă s-a recurs la folosirea unei benzi nervurate pentru a asigura transportul materialului pe rampe accentuate (30°).

Transportoarele cu bandă acţionată prin cablu sînt construite de întreprinderea ,,Transporta Chrudim'' sub licenţă ,,Cable Belt Ltd''.

D.T.

nr. 1, 1971

Iosef Ramportl. Evoluţia utilajelor cehoslovace pentru extracţia la suprafaţă.

După 1945 producţia industrială în R. S. Cehoslovacă a înregistrat o dezvoltare extrem de rapidă, fapt care a făcut ca necesarul de energie electrică să crească considerabil. Întrucît R. S. Cehoslovacă nu dispune de alte resurse energetice în afara cărbunelui, accentul s-a pus pe industria carboniferă. În cadrul acestei industrii o importanţă preponderentă în bazinul de lignit din nordul Boemiei revine exploatării la suprafaţă, ceea ce a determinat acordarea unei atenţii deosebite dezvoltării unor utilije convenabile pentru asigurarea extracţiei la suprafaţă.

Prima etapă în evoluţia utilajelor de construcţie cehoslovacă a fost marcată de punerea în funcţiune a excavatoarelor cu roată sapă K-1000, K-300 şi K-800, a sapelor mecanice Ry 1, E 25 şi E 7, a excavatoarelor cu cupe DS-800 şi D-800, a rambleiozelor Z-1650 şi TD 2100.

Pentru transportul cărbunelui au fost puse la punct locomotivele electrice E 14, cu o aderenţă de 150 tone şi ecartament de 1435 mm, locomotivele electrice E 17, cu o aderenţă de 64 tone pentru cele de 900 mm, precum şi vagoanele cu basculare automată cu o capacitate de 40 m³ şi 25 m³. Parcurgerea acestei etape a permis creşterea rapidă a producţiei de lignit şi concentrarea producţiei în unităţi mari, conducînd la creşterea productivităţii muncii şi la scăderea costului de exploatare.

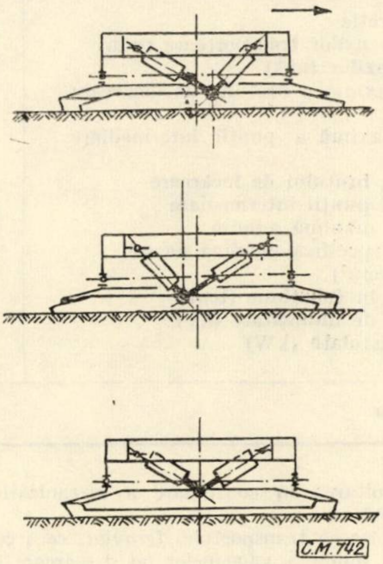


Fig. 1. Sistemul de şasiu păşitor al rambleiozei ZP 5000.

Tabela 1

Caracteristici tehnice	Excavatoare cu roată-sapă de construcţie cehoslovacă				
	KU-300	KU-300S	K-800B	KU-800	K-10000
Capacitatea cupei (dm^3)	300	300	800	800	2000
Diametrul roţii (mm)	7,0	7,0	8,5	11,5	14,0
Numărul cupelor	10	10	10	10	10
Viteza periferică m/s V_1	1,87	1,87	1,335	3,45	3,4
V_2	2,33	2,33	1,285	4,2	4,1
V_3	2,80	2,80	—	—	—
Forţa de atac					
kg/cm la V_1	120	120	115	114	114
V_2	90	90	73	120	90
V_3	80	80	—	—	—
Debit teoretic					
m^3/h la V_1	1200	1200	1800	4500	8300
V_2	1500	1500	2400	5400	10000
V_3	1800	1800	—	—	—
Puterea instalată pentru comanda roţii (kW)	400	400	—	2×800	2×800
Înălţimea maximă de atac (m)	17,6	17,9	24,5	32	35
Bătaia maximă a roţii-sapă (m)	28,0	29,5	32,5	56,4	70
Lungimea de avans (m)	8,5	8,9	12,0	16,5	17,0
Bătaia maximă a braţului rambleiozei (m)	31,8	31,8	35,0	81,5	124,7
Viteza de translaţie (m/h)	360	360	360	180	105
Viteza transportoarelor (m/s)	4,0	4,0	3,3	50	50
Orientarea braţului de încărcare	±120°	±120°	±75°	±115°	±110°
Şasiu	cu şenile		păşitor		
Puterea specifică pe sol (kg/m^2)	1,20	1,20	1,09	1,15	1,0
Înclinarea maximă admisă a maşinii	1 :20	1 :6,2	1 :30	1 :9,5	1 :9,5
Tensiunea de alimentare (kV)	6,0	6,0	6,0	35,0	35,0
Puterea instalată (kW)	2,086	2086	1275	5000	10000
Greutatea în funcţiune (tone)	970	1 :050	1.315	3340	5200
Constructor	Vincovske Strojirny,			Unilov	VZKG

Tabela 2

Caracteristici tehnice	Rambleioze de construcţie cehoslovacă			
	ZP-1500	ZP-2500	ZP-5000	ZP-10 000
Debit teoretic	1500	2500	5000	10000
Lăţimea benzilor transportoare (mm)	1400—1200	1400	2000	2250
Viteza benzilor (m/s)	3,29/4,62	3,29/4,62	2,5/3	5,6/8,7
Bătaia maximă a braţului de încărcare (m)	55,0	55,0	80,430	130,0
Bătaia maximă a punţii intermediare (m)	39,0	45,2	64,6	106,2
Orientarea braţului de încărcare	±120°	±120°	±120°	±100°
Orientarea punţii intermediare	±90°	±90°	±60°	±100°
Înclinarea maximă admisă	1 :20	1 :20	1 :20	1 :20
Presiunea specifică maximă pe sol (kg/cm^2)	0,6	0,6	0,7	0,7
Greutatea în funcţiune (tone)	600	550	1879	2700
Tensiunea de alimentare (kV)	6,0	6,0	6,0	35,0
Puterea instalată (kW)	680	1100	3320	4800
Constructor	Oţelăriile de Vitkovice (VZKG)			

În dezvoltarea în continuare a mecanizării exploatării existau două căi :

1. Dezvoltarea transportului feroviar, ceea ce presupunea punerea la punct a vagoanelor cu descărcare automată de 100 m^3 capacitate, a locomotivelor cu aderenţă de 250—300 tone, reconstrucţia în ansamblu a suprastructurii liniilor şi adoptarea unei tensiuni de tracţiune mai ridicate, respectiv tracţiunea cu curent alternativ.

2. Dezvoltarea transportului cu bandă şi transformarea progresivă a procedeelor de exploatare prin adaptarea lor la acest mod de transport.

Această ultimă cale s-a dovedit cea mai avantajoasă, deoarece ea nu limitează, practic, creşterea debitului maşinilor de abataj. De aceea, începînd din 1947 s-a trecut la dezvoltarea intensă a transportoarelor cu bandă, concomitent cu alte utilaje destinate exploatării la suprafaţă.

În dezvoltarea noilor utilaje a trebuit să se ţină seamă de proprietăţile geotehnice ale rocelor. Aceasta a determinat construcţia excavatoarelor cu cupe avînd o forţă de atac importantă (180 kg/cm) cu posibilitatea de variaţie a vitezei cupei în 2 sau 3 trepte şi o lungime mare a braţului portcupe. În ceea ce priveşte rambleiozele, respectarea condiţiilor geotehnice a avut ca rezultat o prelungire importantă a braţului de rambleiaj şi modificarea sistemului de rulare pentru asigurarea unei presiuni specifice maxime pe sol de 0,6—0,7 kg/cm^2.

Pentru obţinerea acestor presiuni au trebuit înlocuite trenurile de rulare cu roţi sau şenile prin dispozitive păşitoare. Ulterior, asemenea dispozitive au fost adaptate şi la alte utilaje de abataj.

Cercetările au fost concentrate într-un program vizînd realizarea a 4 complexe tehnologice de bază, avînd debite de 1000, 2500, 5000 şi 10000 m^3/h. În tabelele 1 şi 2 se dau caracteristicile excavatoarelor cu roată — sapă şi ale rambleiozelor care alcătuiesc complexele tehnologice amintite.

Aplicarea tehnologiilor şi procedeelor permite obţinerea unei eficienţe economice satisfăcătoare şi competitive a producţiei de lignit în raport cu alte surse de energie în R. S. Cehoslovacă.

D.T.

Génie rural

nr. 12/1970

Un nou model de pompă centrifugă

Newage Lyon, Stamford, Lincs, a expus la Public Works & Municipal Services Exhibition Olympia din Londra, în luna noiembrie 1970, o nouă pompă centrifugă de 152,4 mm. Alcon 6 in Mk IV”, cu o capacitate de peste 2,8 m^3/h, putînd admite corpuri solide în suspensie cu diametrul pînă la 25,4 mm. Pompa, care are o înălţime manometrică de 30 m, este echipată cu un sistem de etanşare mecanic, avînd suprafaţa de contact din carbură de tungsten rezistentă la uzură.

Plăci de uzură demontabile, plasate de o parte şi de alta a coroanei mobile, protejează carcasa împotriva uzurii. Un sistem de autoamorsare permite pompei să fie gata pentru funcţionare după lungi perioade de staţionare. Pentru a micşora riscurile supraîncălzirii sistemului de etanşare, un dispozitiv de recirculare readuce apa din partea de refulare în partea de aspiraţie a pompei.

În versiunea standard această pompă este acţionată de un motor diesel „Lister HR2” în patru timpi şi răcire cu aer, dezvoltînd o putere de 27,5 CP la turaţia de 2 000 rot/min.

Ansamblul este montat pe un cărucior cu patru roţi cu pneuri pline, prevăzut cu o bară de remorcare fixată pe osia de direcţie. Pompa poate fi de asemenea livrată singură, cu arborele de antrenare liber în vederea cuplării lui la un generator oarecare de energie.

Dimensiunile de gabarit aproximative ale modelului standard, excluzînd bara de remorcare, sînt :

lungime — 1 270 mm
lăţime — 1 345 mm
înălţime — 1 550 mm

O.M.

Cronică

Expoziţia VARIMEX la Bucureşti

Întreprinderea de Comerţ Exterior VARIMEX din R. P. Polonă a organizat recent o conferinţă de presă cu prilejul deschiderii Expoziţiei de armătură industrială, maşini de multiplicat şi mobilier tipografic.

Întreprinderea VARIMEX se face din ce în ce mai cunoscută în sfera comerţului extern prin performanţele tehnice obţinute de produsele pe care le fabrică, dintre care se remarcă ;

Aparatura, instrumentele şi mobilierul medical, instrumentele optice, aparatura foto şi de cinema, maşinile textile, armăturile industriale, *instalabile* poligrafice şi *terografice.*

Dintre exponatele prezentate în cadrul expoziţiei un interes deosebit au suscitat : vanele, supapele, robinetele, deshidratoarele, maşinile de multiplicat prin *herografiere*, KS-2 şi KS-4, mobilierul tipografic (diferite tipuri de mese de lucru, rafturi, dulăpioare, cărucioare, pupitre, supraetajoare etc.).

Complexul KS-4, prezentat la expoziţie (fig. 1), este o instalaţie automatizată de reproduceri, destinată pentru reproduceri rapide, prin metoda electrostatică, a diferitelor documente ca : imprimate, reviste, schiţe etc. Documentele pot fi transparente sau netransparente, pot fi scrise pe o singură parte a foii sau pe ambele părţi. Copiile se obţin pe hîrtie obişnuită. Reproducerile se pot executa şi pe matriţe offset. Multiplicarea de pe o asemenea matriţă se face cu ajutorul multiplicatoarelor offset, în acelaşi mod ca şi pentru matriţe executate în mod obişnuit. Costul de executare a unei matriţe prin metoda xerografică este însă mult mai mic decît cel al unei matriţe executate prin metoda tradiţională.

Completul KS-4 permite, de asemenea, reproducerea de pe pelicula de 35 mm, atît pozitivă cît şi negativă, folosind un dispozitiv special pentru microfilme. Şi în acest caz, copiile se pot obţine pe hîrtie obişnuită. De asemenea, folosind un dispozitiv suplimentar, se pot executa copii de pe cărţi groase.

Dintre datele tehnice cele mai importante ale completului xerografic KS-4, reţine atenţia : formatul cel mai mare al originalului Al, raportul de copiere de la 1 :1 la 2 :1 ; formatul cel mai mare de copie A3 ; randamentul instalaţiei :

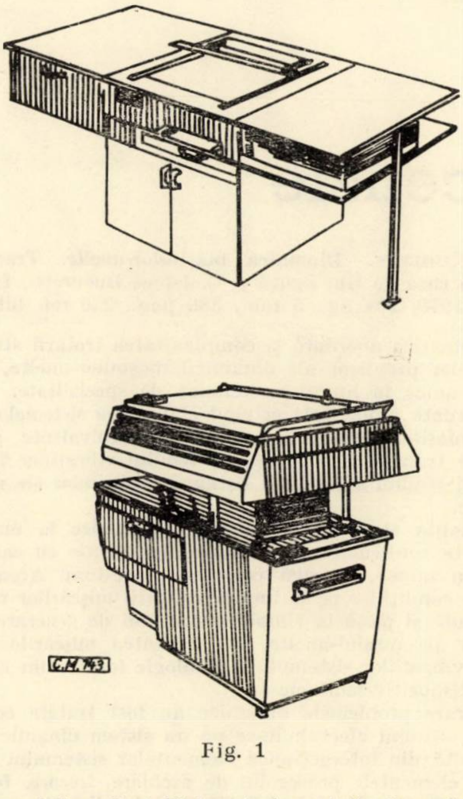


Fig. 1

matriţe metalice offset 20 buc./oră ; matriţe de carton offset 35 buc./oră ; copii unice pe hîrtie 40 buc./oră ; copii multiple pe hîrtie 200 buc./oră ; posibilitatea de reproducere de pe microfilme de 35 mm pozitive ; format de microfilm în mm :

32×45 32×45 24×36 24×36 18×24, format de copie A4 A3 A4 A3 A4, tensiunea de alimentare 220V/50Hz ; consumul de forță 3000 W max ; dimensiuni : aparatul de reproducere 1350 × 1050 × 1800 mm ; masa de manipulare : 1950×750×1080 mm ; greutatea întregului complet 300 kg ; spațiul ocupat 10 m^2.

Completul KS-4 este semiautomat. Procesul de așezare a plăcii xerografice, expunerea și developarea imaginii se execută automat. Fixatorul chimic are un ventilator care usucă aerul contaminat cu vaporii reactivului de fixare în spațiul din jurul fixatorului chimic și, prin intermediul conductei de ventilație, îl evacuează în afara încăperii. Completul KS-4 este folosit, în primul rînd, pentru executarea matrițelor ofset, pentru copierea rapidă a diferitelor documente executate sub formă de schițe pe hîrtie calc, pe hîrtie obișnuită sau carton, de pe reviste, texte dactilografiate, microfilme sau cărți groase.

Xerograful Pylorys KS-2 prezentat, de asemenea, la expoziție înlocuiește : transcrisul la mașină ; copiatul desenelor de mînă ; copiatul desenelor cu metoda heliografică ; reproducția fotografică ; executarea matrițelor ofsetice cu metoda chimigrafică.

Printre avantajele principale ale procesului xerografic se remarcă procesul curat, uscat, rapid, care are loc la lumina obișnuită ; copiile sînt durabile și pot fi executate din materiale diferite ; producția copiilor și matrițelor ofsetice este ieftină ; deservirea xerografului este simplă și ușoară.

Xerograful Pylorys KS-2 conține următoarele date tehnice mai importante : formatul copiei A4 (210×297 mm) ; formatul originalului A2 (420×594 mm) ; raportul liniar — original ; imaginea de la 1 :2 la 2 :1 ; formatul matriței ofsetice B4 (250×353 mm) ; timpul necesar pentru producerea primei copii 3 min ; timpul necesar pentru producerea copiei următoare (inclusiv timpul de developare a plăcii) circa 30 s ; se pot obține dintr-o expunere a matriței 6 copii ; timp de pregătire a matriței ofsetice 5 min ; durata unei plăci xerografice de selen (folosind cîteva plăci într-o singură rotație) exprimată în expuneri — 2000 ; regenerarea unei plăci prin spălarea ei cu lichidul regenerativ și nefolosirea ei în următoarele 12 ore se face după circa 100 expuneri ; timpul de fixare chimică cu vapori de tricloretilen, cîteva secunde ; timpul de fixare termică 1 min ; tensiunea sursei de alimentare 220 V/50 Hz ; consumul maximal de putere 3000 W ; greutatea totală a xerografului 165 kg ; spațiul necesar pentru instalație 4 m^2.

M.D.

Demonstrații practice cu perforatorul JP—4601 A

În ziua de 21 aprilie a.c., întreprinderea sovietică de comerț exterior MACHINOEXPORT — Moscova, a prezentat, cu demonstrații practice pe teren, un interesant perforator pneumatic, cu multiple întrebuințări în lucrările de subtraversări de drumuri, căi ferate, construcții etc.

Perforatorul pneumatic JP-4601 A este o mașină pneumatică cu acțiune percutantă, destinată pentru perforări în sol unde sînt instalații deja existente, pentru a introduce tuburi și cabluri, fără a fi nevoie de săpături din exterior în adîncime.

Acest perforator este acționat printr-un compresor mobil acesta asigurîndu-i o mare viteză de perforare. Viteza de înaintare variază în funcție de roca pe care o perforează, adică între 8 și 60 m/h. Lungimea de perforare este de 50 mp. Presiunea aerului comprimat este de 6 kgf/cm^2, iar consumul, 3 m^3/h.

Aparatul funcționează timp de 500 ore, fără nici o defecțiune și poate străbate circa 50 m.

E.S.

Recenzie

V. A. KUDINOV. **Dinamica mașinilor-unelte.** Traducere din limba rusă de Gh. Zgură și C. Ispas, București, Editura tehnică, 1970, 204 fig., 5 tab., 386 pag., 236 ref. bibl.

Prin tematica abordată și complexitatea tratării studiului principalelor probleme ale dinamicii mașinilor-unelte, lucrarea este unică în literatura tehnică de specialitate. Astfel, sînt abordate problemele privind elaborarea sistemelor elastice ale mașinilor-unelte și a modelelor echivalente, studiul proceselor tranzitorii și în regim, studiul vibrațiilor forțate, precum și studiul stabilității sistemelor dinamice ale mașinilor-unelte.

Importanța studierii fenomenelor dinamice la mașinile-unelte este confirmată și de deosebita atenție cu care este privită în lumea întreagă cercetarea acestora. Aceasta se datorește condițiilor ce se impun calității mișcărilor relative dintre sculă și piesă în timpul procesului de generare a suprafețelor pe mașini-unelte, instabilitatea mișcărilor datorîndu-se vibrațiilor sistemului tehnologic format din mașină-unealtă-dispozitiv-sculă-piesă.

În lucrare problemele dinamice au fost tratate complex și unitar, studiul efectuîndu-se pe un sistem dinamic închis care rezultă din interacțiunea elementelor sistemului tehnologic cu elementele procesului de așchiere, frecare, fenomenele termice etc. În cadrul lucrării sînt reliefați o serie de parametri ai calității dinamice a mașinilor-unelte și se dă o metodică generală analitică și experimentală de analiză și apreciere a mașinilor după acești parametri.

Lucrarea este formată din trei părți distincte avînd șapte capitole.

În prima parte sînt date noțiuni generale despre sistemul dinamic al mașinii-unelte cu proprietățile și metodele sale de analiză.

Capitolul I, intitulat ,,Noțiuni despre sistemele echivalente, cuprinde indicii calității dinamice, sistemul dinamic și particularitățile sale, caracteristicile statice și dinamice ale elementelor sistemelor, stabilitatea sistemelor, sisteme dinamice echivalente precum și caracteristica generală a legăturilor din sistemul dinamic al mașinii-unelte.

Capitolul II se intitulează ,,Sistemul elastic al mașinii-unelte'' și tratează despre sisteme elastice cu coordonate generalizate legate, calculul caracteristicilor dinamice ale sistemului elastic echivalent, metodica determinării experimentale a acestor caracteristici, amortizarea vibrațiilor în îmbinările elementelor cinematice, precum și posibilități de îmbunătățire a caracteristicilor sistemului echivalent.

Capitolul III are titlul ,,Procesele de lucru ale mașinii-unelte'' și cuprinde procesul de deformare ca un sistem închis, stabilitatea și caracteristica dinamică a procesului de așchiere, procesul de frecare și stabilitatea sa și caracteristicile statice și dinamice ale procesului de frecare.

În partea a doua a lucrării sînt tratate problemele referitoare la stabilitatea sistemului dinamic al mașinii-unelte ; ea este formată din următoarele două capitole :

Capitolul IV, cu titlul ,,Stabilitatea deplasărilor subansamblurilor mașinii-unelte la funcționarea în gol ; tratează despre stabilitatea sistemului dinamic, teoria autovibrațiilor de relaxare, ipoteze privind autovibrațiile de frecare și posibilități de mărire a stabilității deplasării subansamblurilor mașinii-unelte.

Capitolul V, intitulat ,,Stabilitatea sistemului dinamic al maşinii-unelte în procesul de aşchiere", tratează despre genurile autovibraţiilor, influenţa urmelor de vibraţii asupra stabilităţii, stabilitatea la rectificare, stabilitatea sistemului în cazul instabilităţii procesului de aşchiere şi despre căile de îmbunătăţire a stabilităţii la vibraţii ale maşinilor-unelte. Ultima parte a lucrării se ocupă de analiza comportării sistemului dinamic la acţiunea diferiţilor factori externi şi este formată din ultimele două capitole.

Capitolul VI, cu titlul ,,Procesele staţionare şi tranzitorii la maşinile-unelte", tratează problemele specifice indicate de titlul capitolului.

Capitolul VII, intitulat ,,Vibraţii forţate la prelucrarea prin aşchiere şi la deplasarea subansamblurilor maşinii-unelte", discută despre vibraţiile forţate la aşchiere şi la aşchierea pe urme, vibraţiile forţate la rectificare, precum şi vibraţiile forţate la deplasarea în gol a subansamblurilor mobile ale maşinilor-unelte.

Deosebit de interesante sînt concluziile generale cu care autorul încheie lucrarea. În cadrul acestei ,,Încheieri" autorul indică metodele analitice şi experimentale ale studiului şi aprecierii calităţii dinamice a unei maşini-unelte. În final sînt indicate unele probleme ce urmează a fi studiate în viitor.

Lucrarea de nivel superior se adresează inginerilor mecanici şi tehnologi proiectanţi de maşini-unelte, precum şi studenţilor, de la facultăţile de specialitate.

Nivelul prezentării îngreunează într-o oarecare măsură studierea şi însuşirea problemelor indicate. Acelaşi lucru se referă şi la modul de expunere al autorului prin numeroasele trimiteri la bibliografia indicată, multe dintre aceste lucrări fiind de o circulaţie foarte restrînsă.

O remarcă deosebită trebuie făcută privind calitatea ireproşabilă a traducerii făcută de dr. ing. Gh. Zgură şi ing. C. Ispas. Textul original este completat cu unele indicaţii şi noţiuni care îmbunătăţesc calitatea lucrării : noţiuni din teoria reglării automate, modul de întocmire a ecuaţiilor diferenţiale, indicarea metodelor de determinare a frecvenţelor proprii ale sistemelor elastice ale maşinii-unelte etc.

Lucrarea ,,Dinamica maşinilor-unelte" este utilă şi accesibilă, fiind un îndrumar deosebit de preţios pentru inginerii proiectanţi din uzinele constructoare şi din institutele de cercetări de maşini-unelte.

Revista revistelor

Sudostroenie,

nr. 1/1971

Butoma, B. E. : Modernizarea în cinci ani a tehnologiei construcţiilor navale.

Mitiugov, P. I. Korşunov, V. N. şi *Keriacev, M. V.* : Motonavă comercială pentru transportul aglomeratelor la cald.

Vasiliev, V. I. ş.a. : Proiectarea pereţilor gofraţi uşori.

Taubin, B. Z. şi *Malahov, N. F.* : O metodă de control a rezistenţei longitudinale a navelor în perioadele de exploatare.

Barabanov, N. V. şi *Novikov, V. V.* : Particularităţile distribuţiei tensiunilor în apropierea deschiderii de la pupă şi a altor decupări din corpul navei.

Sandler, L. B. Mase suplimentare ale arborelui de elice.

Narusboev, A. A. : Construcţia navelor de război în ţările capitaliste, în 1970.

Sutulo, V. V. :Noi prevederi ale Registrului U.R.S.S.

Volfenzon, M. N. : Instalaţia energetică a tancurilor de tip ,,Mangîşlak".

Ulfskii, G. V. : Despre proiectarea optimală a instalaţiilor energetice de nave.

Galiciskii, A. K. : Determinarea distanţei admisibile între suporţii conductelor.

Glikin, B. A. : Sisteme de legătură informaţională şi de urmărire pentru comandă automată cu instalaţii electroenergetice.

Kofman, D. I, şi *Lisiak, T. V.* O nouă metodă de reglare a funcţionării motoarelor diesel.

Apollinariev, V. I, ş.a. : Determinarea puterii optime a staţiei electrice de navă.

Kurilenko, A. M. şi *Lukomskii, Iu. I.* : Modelarea transmisiei electrice navale cu tiristori pe maşini analogice de calcul.

Bartenev, V. D. şi *Lavrov, A. I.* : Electricitatea statică la utilizarea materialelor polimerice în construcţia de nave.

Kovlun, A. D. şi *Raşkovskii, A. S.* : Balastarea navelor cu fontă-beton.

Lisov, G. P. ,,Chimia-70".

Melnikov, R. M. — Dezvoltarea crucişetoarelor.

Bihovskii, I, A. : Constructorii de nave din Kremenciug.

Kuskov, V. P. : Primul doc plutitor din Orientul îndepărtat.

* * * În memoria profesorului I. V. Meşcerski.

Filonov, N. D. : Plenara organizaţiei tehnico-ştiinţifice pentru industria constructoare de nave ,,A. N. Krîlov".

* * * Calendarul datelor importante.

Bosis, L. V. : Farul din Hersones.

Škoda revue,

nr. 4, 1970

Goll, V. Direcţii de dezvoltare a tehnologiei de fabricaţie a maşinilor în concernul Skoda.

Fabian, V. Analiza bazelor de fabricaţie a pieselor.

Zika, F. şi *Speta, Z.* Dispozitiv pentru ecruisarea degajărilor de racordare la arborii cotiţi.

Zika, F. şi *Speta, Z.* Dispozitiv pentru ecruisarea cu role a suprafeţelor cilindrice.

Petraşek, F. şi *Moravek, R.* Aplicarea metodelor tehnologice avansate în concernul Skoda.

Kunţipal, I. Aplicarea metodelor avansate din tehnologia sudării la concernul Škoda.

Rihlik, M. Producţia pieselor mici pentru secţia de turbine a concernului Skoda.

Maslo, V. Prelucrarea raţională pe strunguri revolver.

Hmelik, I. Posibilităţile de utilizare a maşinilor-unelte cu comandă numerică.

Vrabeţ, A. Ambalaje de gabarite mari.

* * * Informaţii.

Maschinenmarkt,

nr. 17/1971

Götz, W. : Rotire fără zgomot prin aer comprimat. Motoare cu aer comprimat, care contribuie la siguranţă.

Heinzel, K. : Cum uleiul devine un deşeu corespunzător. Este prezentat un nou liant al uleiului.

Jäger, R. : Cu rigla calculul devine o jucărie, Rigle de calcul pentru exploatare şi birou.

Dieball, H. : Să se respecte o măsură şi în privinţa formularelor. Lupta contra abundenţei de formulare în economie şi administraţie.

Schramm, H. F. W. : Scrisori individuale şi cu toate acestea în cantităţi mari. Prelucrarea programată a textelor cu elemente componente de corespondenţă.

Amân, F. : : Acum se găseşte un computer şi la planşetă.

Griese, G. : Birouri individuale sau spaţii colective?. Amenajarea birourilor în lumina experienţei unui deceniu. — Economie doar pentru o grupă.

nr. 18/1971

Lohse, P. : Procese transparente. Instalaţii tot mai multe gata de funcţionare şi în domeniul construcţiei aparatelor de sticlă.

Koliba, J. : Sonde perforate, surse sigure pentru apa de exploatare. Pompele submersibile încercate şi preferate ca mijloace de extracţie.

Eichharn, G. : Zeul numit termen (de livrare). Asigurarea termenelor la procurarea bunurilor de investiţii.

Strache, H. : Mai mulţi sau mai puţini bani pentru mai multă sau mai puţină marfă. Riscul valutar în activitatea cumpărătorilor de profesie.

nr. 19/1971

Salzer, J. J. : O cale pentru depozitarea ieftină. Transportor fără întrerupere, a condiţiei pentru depozitarea economică pe platforme (rafturi) înalte.

Hoepke, E. : Sarcini grele, uşurate.

Ziesling, K. : De ce macarale cu aer comprimat? Utilizarea macaralei acţionate cu aer comprimat măreşte siguranţa în exploatare.

— Alimentarea prin turbocompresor şi la motoare mici.

Locher, M. N. : Dezaerarea automată.

Lösch, W. : Cînd presele şoptesc prin paravanele (izolaţiile) acustice. Reflexii privind izolarea fonică în industria grea.

Hachmann, F. : Cu o forţă de ajutor merge mai bine. Comenzi hidraulice pentru elevatoare cu benă bifurcată, care circulă pe terenuri accidentate.

— Macara mobilă (pe roţi) de 5 Mp cu utilizării multiple.

nr. 20/1971

Kopsan, W. : Ea aşteaptă îngrijirea. De îngrijirea unei instalaţii de alimentare a cazanelor depinde starea de pregătire (pentru funcţionare) a cazanului.

Mang, T. şi *Neumann, W.* : Întîi alegi apoi ungi. Materiale de uns pentru formarea la rece.

Van Oeteren, K. A. : Protecţia contra coroziunii permite coroziunea. Distrugerea vopselei de către rugină. O problemă nerezolvată.

— Microscop electronic (măreşte de 1,6 mil ori) cu 1 milion de Volţi.

— Lipirea este mai economică.

Die Maschine,

nr. 2/1971

Laserul şi posibilităţile sale de utilizare

Lipp, W. : Centru de prelucrare cu schimb automat al capetelor de prelucrare în maşinile multiple.

Tessmer, R. : Noutăţi şi progrese la ,,IHA''.

— Comenzi numerice în Japonia.

Lenhart, H. G. : Comandă numerică demontabilă pentru maşini-unelte şi centre de prelucrare.

Fendel, E. E. : Găuritul raţional al pieselor cilindrice şi rotunde.

Krämer, G. : Cuplaj hidrodinamic cu curgere după principiul ,,Fottinger''.

Heiden, K. A. : Aspecte ale înzestrării hidraulice a maşinilor-unelte.

Clark, D. C. : Alegerea criteriilor în privinţa puterii dispozitivelor de comandă electrohidraulică.

Brühl, P. : Construcţia şi utilizarea maşinilor de sudat cap la cap.

— Utilizările laserului.

Maschinenwelt.

nr. 2/1971

Weiler, H. : Despre utilizarea tabelelor de conductori în electrotehnică.

— Materiale plastice în tehnica modernă a transporturilor.

Hadamar, S. V. : Noul autocamion, ,,Volvo'' cu motor de 330 CP.

Schweisstechnik,

nr. 3/1971

Masumoto, J. : Noi progrese în Japonia la sudura cu electrozi tubulari fără gaz protector.

— Revizia turbinelor. Utilizarea unor noi procedee la reparaţia defecţiunilor cavităţilor.

— Tăierea prin flacără de gaz lichefiat.

— Vopsea contra ruginei, care nu împiedică sudura şi tăierea prin flacără.

— Vizită la un institut japonez de sudură.

— Înlocuirea înzidirei cazanului printr-un sistem de ţevi.

— Dispozitiv de lipire pentru elemente electronice.

Gépgyártás Technológia,

nr. 2/1971

Burany, L. Cser, L. : Experienţa acumulată cu tole din oţel austenitic.

Mikö, L. : Experimentări de tratament termic la scula aşchietoare.

Hajto, M. : Metode de îmbunătăţirea proprietăţilor sculelor aşchietoare.

Ebersbach, G., Mey, E., Fabian, D. : Producţia şi folosirea matriţelor din carburi cu titan pentru deformări plastice.

Mescserin, V. T. : Tăierea precisă a barelor.

Nagy, I. : Procedeu de tăiere.

Popov, E. A. : Mecanismul de deformare la operaţia de tăiere.

Ganago, O. D. : Determinarea parametrilor optimi la deformarea plastică.

Cser, L., Gonda, K. : Ştanţarea prin refulare cu fluaj.

Pannasch, S. : Ştanţarea pieselor lungi.

Hargittai, P. : Protecţia catodică anticorosivă a navelor.

Varnai, T. : Omisiunea revenirii după călirea pinioanelor.

GÉP

nr. 2/1971

Horgos, G. : Metalurgia şi construcţia de maşini în cel de-al patrulea cincinal.

Fazakas, B. : Calculul secţiunii şpanului.

Csanády, A., Romhanyi, K. : Posibilitatea examinării electron-optice a modificărilor (coroziunii) metalelor sub influenţa ambianţei.

Jakkal, O., Popper, G. : Determinarea vitezelor critice ale axelor principale ale maşinilor-unelte cu ajutorul calculatorului electronic.

Marusinecz, B. : Examinarea condiţiilor de mers sincron a conveioarelor suspendate de viteză permanentă.

Susánszky, Z. : Creşterea randamentelor deformării prin explozie.

nr. 2/1971

Romvari, P., Pirko, J. : Calificarea suprafeţelor tăiate cu plasmă.

Réti, P., Bodrogai, J. : Judecarea comportării şasiului de motocicletă.

Horváth, L. : Unificarea transmisiilor cu mişcare de rotaţie intermitentă.

Lendvay, P., Szabaczky, K. : Dimensionarea frînelor cu bandă.

Barati, I. : Calculul forţei de împingere necesare pentru acţionarea port-sculei maşinilor de frezat.

Györi, J. : Efectul economic al dezvoltării tehnice a echipamentelor de vopsit.

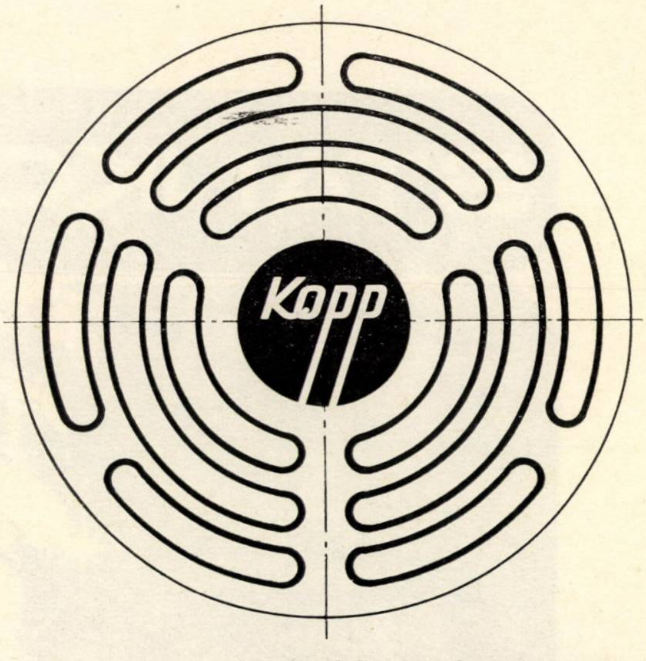
Rákosy, B. : Uzura naturală a pompelor pentru fluide contaminate cu granule.

Abonați-vă la revistele:

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA



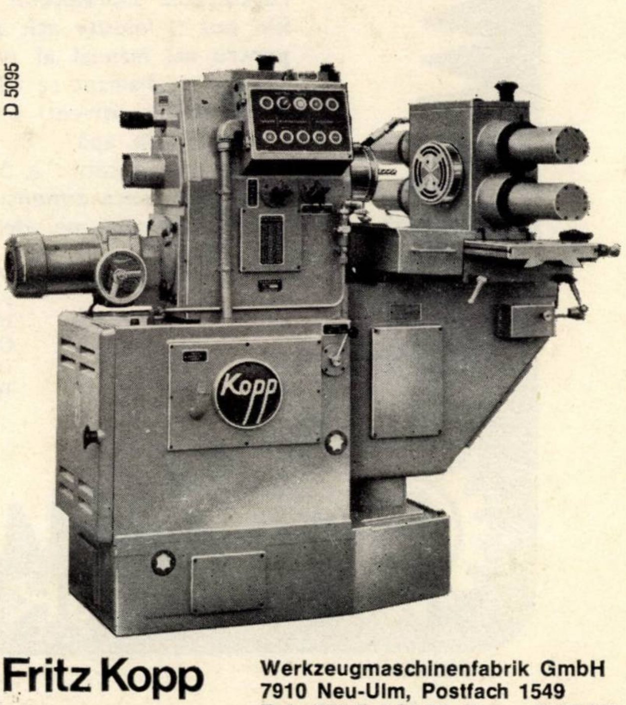
Mașini de frezat pentru caneluri inelare și fante inelare tip ERNF și MRNF

în variante cu 1,3 și 6 axe și ciclu de lucru automat

Programul nostru de producție mai cuprinde:

freze pentru caneluri alungite
mașini de frezat longitudinal prin copiere
mașini de frezat prin copiere cu masă rotativă

D 5095

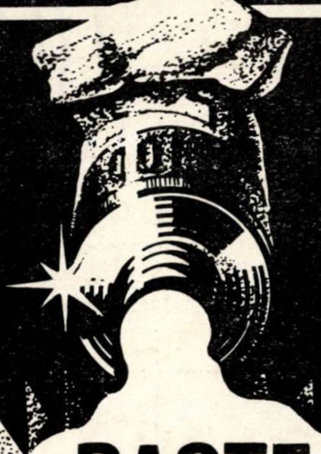


Fritz Kopp

Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
7910 Neu-Ulm, Postfach 1549
Tel. (0731) 7 82 62, Telex 07 12 845

PUBLICOM

STANKOIMPORT



PASTE
CU DIAMANT
DIN U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru superfinisare, rodarea şi lustruirea suprafeţelor metalice şi ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Ele pot fi folosite atît pentru tratamentul mecanic cît şi pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant se fabrică în două tipuri :
Solubile în solvenţi organici — O,
Solubile în apă — B,
în trei concentraţii : 2, 5 şi 10%
şi în unsprezece dimensiuni ale granulelor.

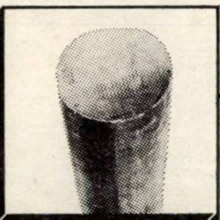
Pentru informaţii mai detaliate adresaţi-vă la :

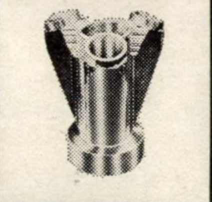
V/O "STANKOIMPORT,,
32/34, Smolenskaia — Sen'naia,
Moscova G — 200, U.R.S.S.
Cablu : STANKOIMPORT MOSCOVA
Telex : 227.
Telefon: 244-21-32

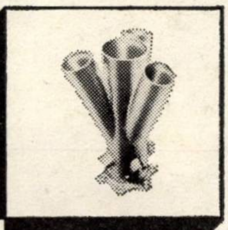
STANKOIMPORT

PUBLICOM

FP ca Formă desăvîrşită în Precizie

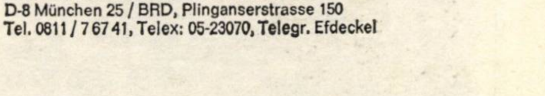






Nici o problemă, dacă aveți de executat așchieri aproape imposibile sau de largi posibilități, în metale obișnuite, metal dur, materii plastice sau ori ce alt material! Nici o problemă dacă piesele au volume mici sau gabarite mari, că sînt pătrate ori rotunde, conice sau multidimensionale! Nici o problemă chiar dacă este vorba de frezarea, găurirea, mortezarea sau rectificarea lor! Mașinile Deckel FP, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă cea mai economică și eficientă prelucrare prin așchiere, în ori ce grad de finețe!

Mașinile Deckel FP vă asigură o precizie impecabilă a formei prelucrate – o precizie care se reflectă în calitatea ireproșabilă a suprafețelor, în exactitatea dimensiunilor pieselor – o precizie ce imprimă producției Dvs. amprenta unei calități excepționale.

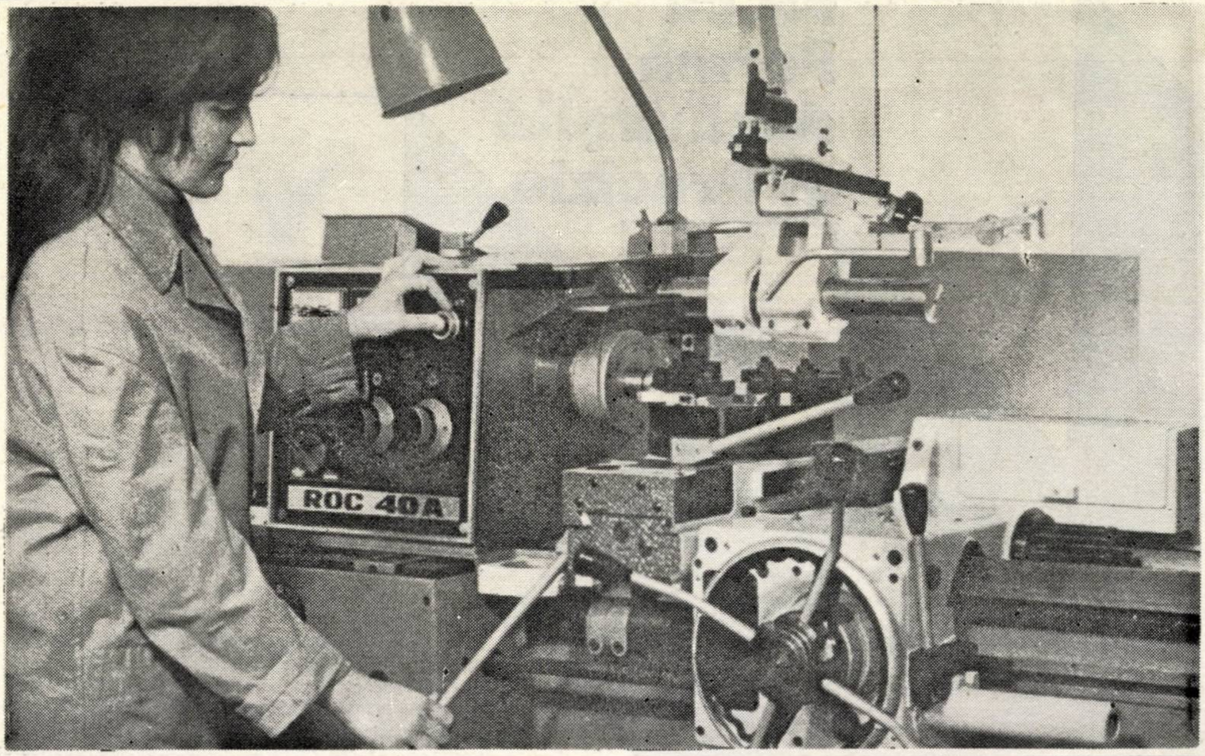


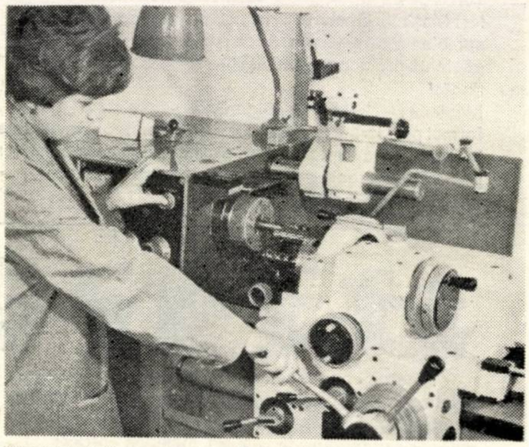
Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.

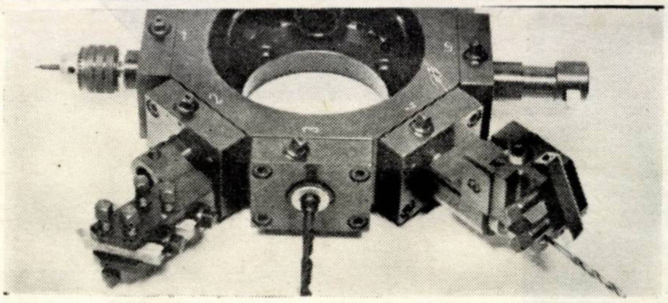
Intrebați odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – și mai bine – intrebați-ne pe noi!

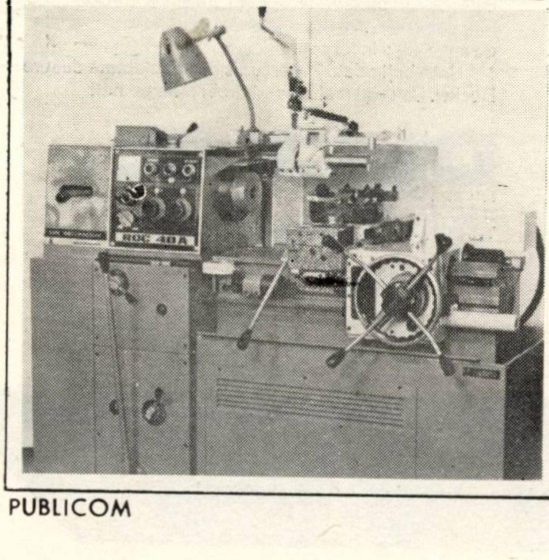
DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel









Prin perfecționarea strungurilor cu renume mondial ROC 25.40, s-au obținut tipurile ROC 25 A. 40 A care permit prelucrarea oțelurilor și aliajelor de metale neferoase.

Precizie înaltă și calitate impecabilă a prelucrării. Comandă rapidă și ușoară. Schimbarea vitezelor și a avansurilor poate fi făcută în timpul mersului mașinii. Alegerea vitezelor, a avansurilor și a stropirii pe tamburul programului. Varianta cu cap port-scule Herbert și Pittler. Schimbarea vitezelor se face prin cuplare electromagnetică. Fusul este montat pe rulmenți de precizie. Posibilitatea de a executa tot felul de filete conform gabaritului.

Producător : ZPS, Gottwaldov

TOS **ROC 25A·40A**

Strojimport

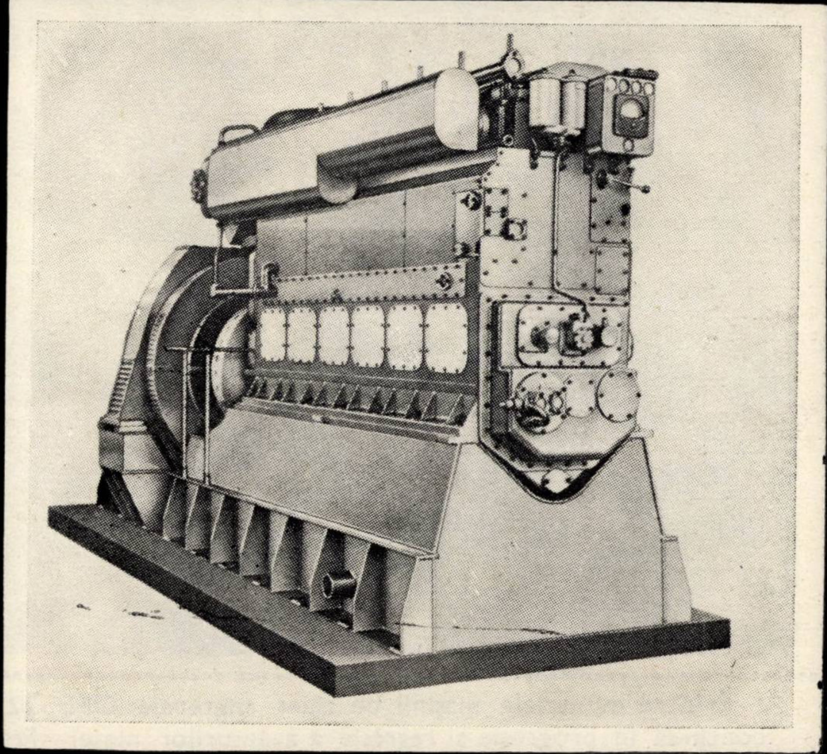
Vinohradska 184, Praga 3, Cehoslovacia

PUBLICOM

Lumină și energie oriunde și oricînd

AGREGAT DIESEL ELECTRIC SKODA 6 S 275 III PN

ČKD PRAHA



Pentru iluminatul electric și pentru alimentarea cu energie a unei vaste game de instalații industriale. Instalația se compune dintr-un motor diesel, un alternator trifazat cu excitator rotativ și un tablou de distribuție.

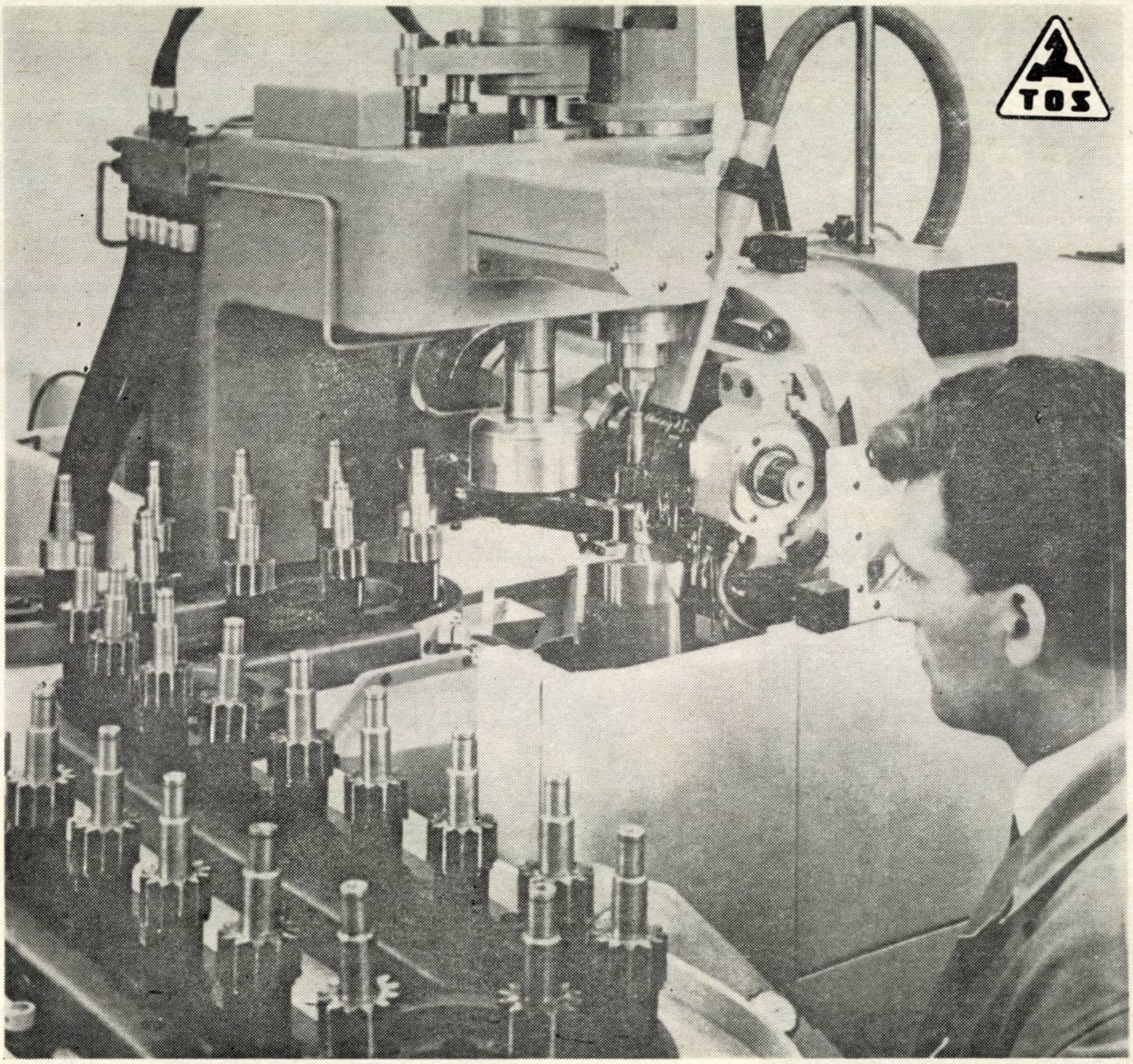
- **Motor vertical** de 6 cilindri în linie, în patru timpi; răcire cu apă; ungere sub presiune; dispozitiv de pornire cu aer comprimat.
- **Alternator trifazat** cu un singur lagăr și excitator rotativ.
- **Tablou de bord** de tip cutie, înzestrat cu toate instrumentele necesare.
- **Randamentul agregatului:** 608 kVA adică 486,5 kW pentru factor de putere 0,8 și pentru 600 rotații pe minut, tensiune 400/231 V, frecvența 50 Hz.

Vizitați expoziția noastră la Tîrgul internațional de construcții de mașini de la Brno, care va avea loc între 11 și 20 septembrie 1971.

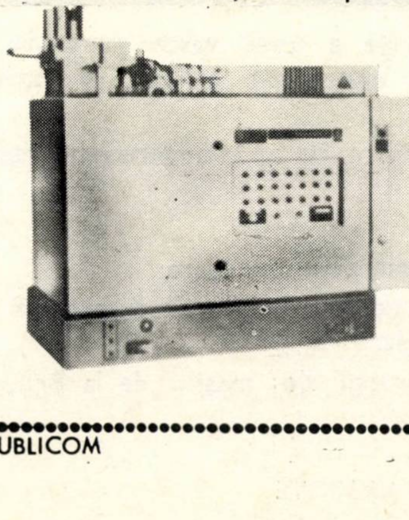
Uzinele CKD PRAHA, HRADEC KRALOVE

Exportat de: **pragoinvest** Praha P.O.B. 890, Cehoslovacia.

PUBLICOM



Printre avantajele maşinii de tăiat angrenaje OFE 22 cităm: Variaţia automată continuă în progresie şi regresie a avansurilor mesei — Frezarea în **opoziţie şi înainte** — Cicluri de **operaţii şi schimbări de piese executate** automat — **Deservirea simultană a mai multor maşini — Implantaţia** în linii de fabricaţie automatizate.

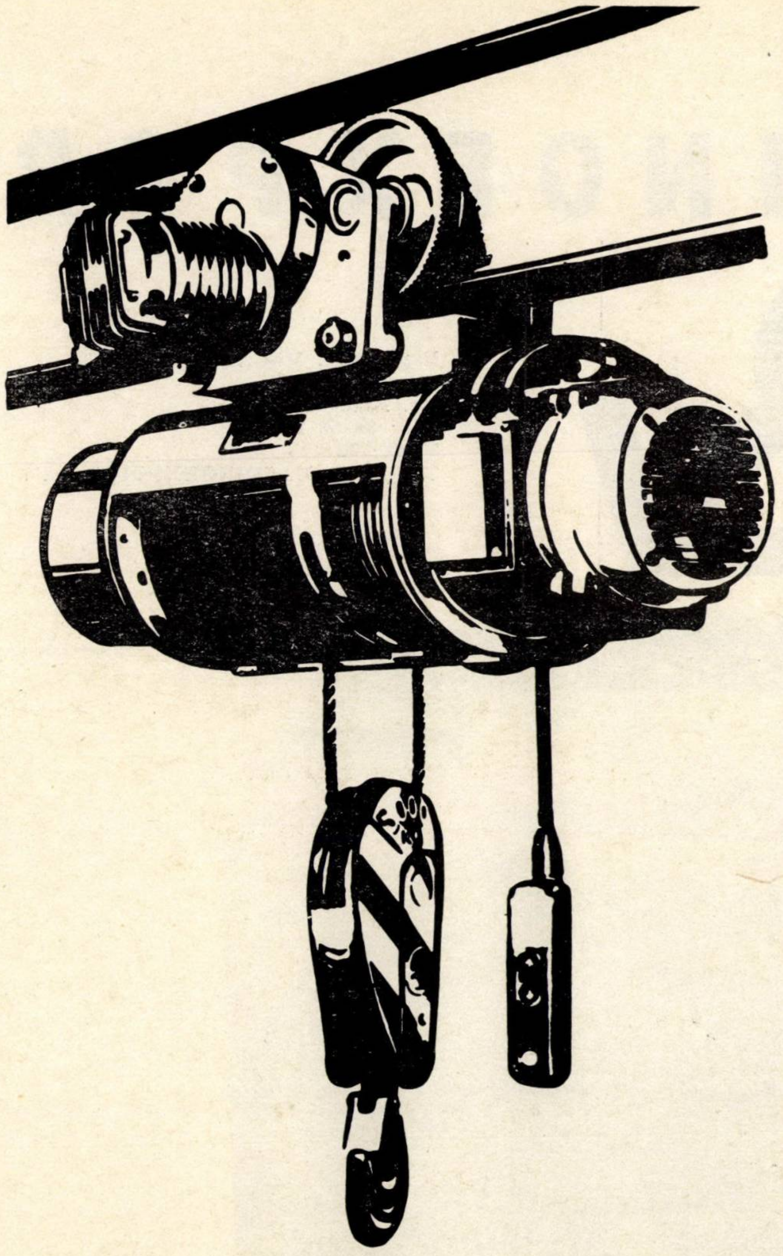


OFE 22 maşină de tăiat angrenaje cu freză-mamă realizată în atelierele TOS Celakovice pentru tăierea prin generare a angrenajelor cilindrice cu dinţi drepţi sau elicoidali, a arborilor cu caneluri, a roţilor pentru lanţ şi a altor feluri de dinţi, realizabili cu freză-mamă. Rapiditatea reglajului permite utilizarea maşinii şi în cazul unor loturi mici de piese. Oferă posibilitatea de a monta şi piese în genul arborilor de lungimi mari. Modelul OFE 22 poate fi echipat şi cu un cărucior cu mişcare automată intermitentă a sculei în direcţie axială. Modulul maxim care poate fi tăiat: 5; diametrul admis al roţii cu dinţi drepţi: 220 mm.

Strojimport

Praga — Cehoslovacia

PUBLICOM



balkancar

sinonim cu înaltă calitate!

Palanele electrice ,,BALKANCAR"
prezintă numeroase aplicaţii
şi prin calităţile lor tehnice
vă vor da — desigur — deplină satisfacţie

PALANE ELECTRICE CU CABLU TIP T

capacitate de ridicare : 250 ÷ 12 500 kgf
înălţime de ridicare : 6 ÷ 36 m

PALANE ELECTRICE CU LANŢ TIP MV

capacitate de ridicare : 125 ÷ 1 000 kgf
înălţime de ridicare : 3,2 ÷ 12 m

Construcţie uşoară şi compactă
Exploatare sigură şi simplă

La cererea clientului, constructorii ,,BALKANCAR" asigură adaptarea materialului la condiţiile de exploatare :

● mediu exploziv ● climat tropical ● mediu corosiv ● temperaturi joase

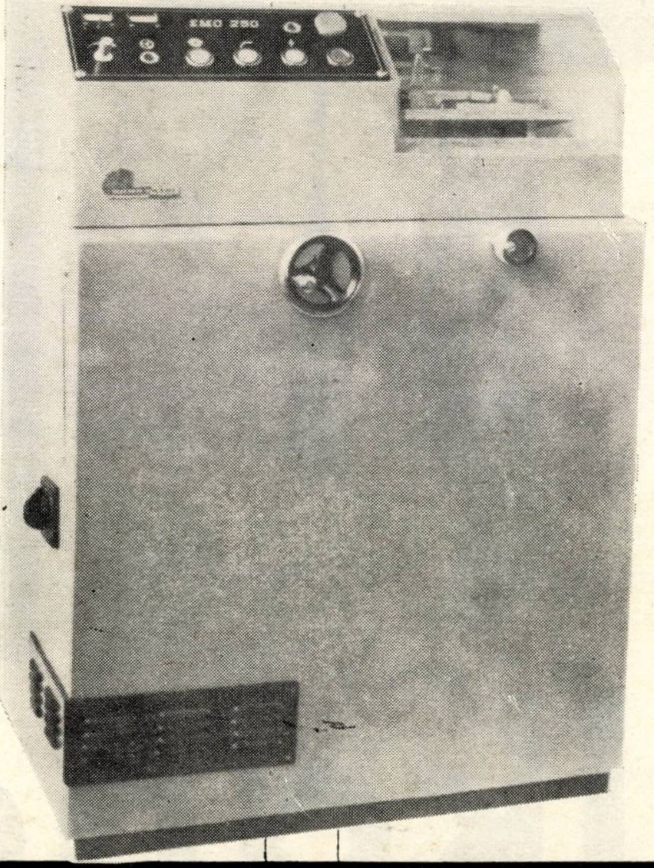
Pentru orice informaţie sau cerere de ofertă, vă rugăm a vă adresa la :

BALKANCARIMPEX
Direcţia ,,Export"
Bulgaria, Sofia
56, str. Alabine
Telex : 022386
Telegrame :Balkancarimpex
Export — Sofia

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Exportator: MACHINOEXPORT
S.A.R.L. – Sofia
str. Aksakov 5
Tel : 88 53 21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT – Sofia



Maşina EMO 250

Maşina EMO 250 este destinată fasonării sculelor profilate din fontă sau din oţel, Ea efectuează o rectificare electrolitică şi mecanică. Maşina EMO 250 se utilizează în atelierele de scule din uzinele care fabrică echipamente mecanice.

DATE TEHNICE:

Lăţimea maximă a sculei care urmează a fi prelucrată	30 mm
Adîncimea maximă a profilului	40 mm
Motorul electric principal A03—012.2	1,1 kW, 2 800 rot/min
Motorul electric al ventilatorului ATE—20 4	0,02 kW, 1 300 rot/min
Greutate netă	650 kg

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

UZINA "TRACTORUL" BRASOV produce:

—Tractoare de 45 CP, cu două și patru roți motoare, U-445, V-445, L-445, U-445 DT

— Tractoare de 65 CP cu două și patru roți motoare, U-650 M, U-651 M

— Tractoare pe șenile de 45, 65 și 150 CP, S-445, SM-445, SV-445, S-651, S-1500

—Motoare diesel de 45 CP, 65 CP, 150 CP.

1971 DEC 1 6

VULCAN
ROMANIA

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

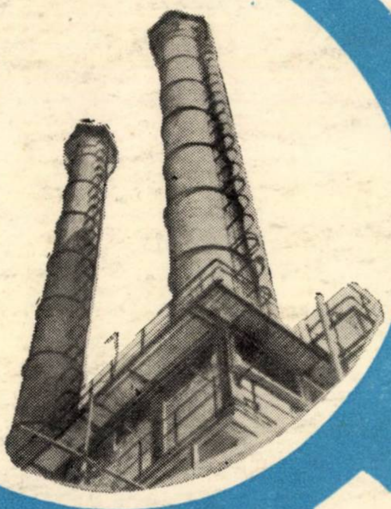
FONDATĂ
1904

VĂ OFERĂ:

- ÎNALTĂ TEHNICITATE
- TERMENE DE LIVRARE CONVENABILE
- ASISTENȚĂ TEHNICĂ

TELEFON
DESFACERE
31.40.71.

EXPORT
IMPORT
31.00.61.



MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

EXPORTĂ ÎN 28 ȚĂRI — DIN 4 CONTINENTE

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf cm².

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 1035 t h și presiuni între 8 și 195 kgf cm² pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t h, complet automatizate.

GENERATOARE RAPIDE ABUR de 800 kg abur/h —GAT 08.

GENERATOARE STABILE de 500 kg h.

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

E 3279

CONSTRUCTIA DE MASINI

REFERALVA

04

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

8

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXIII ● nr. 8 ● AUGUST 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

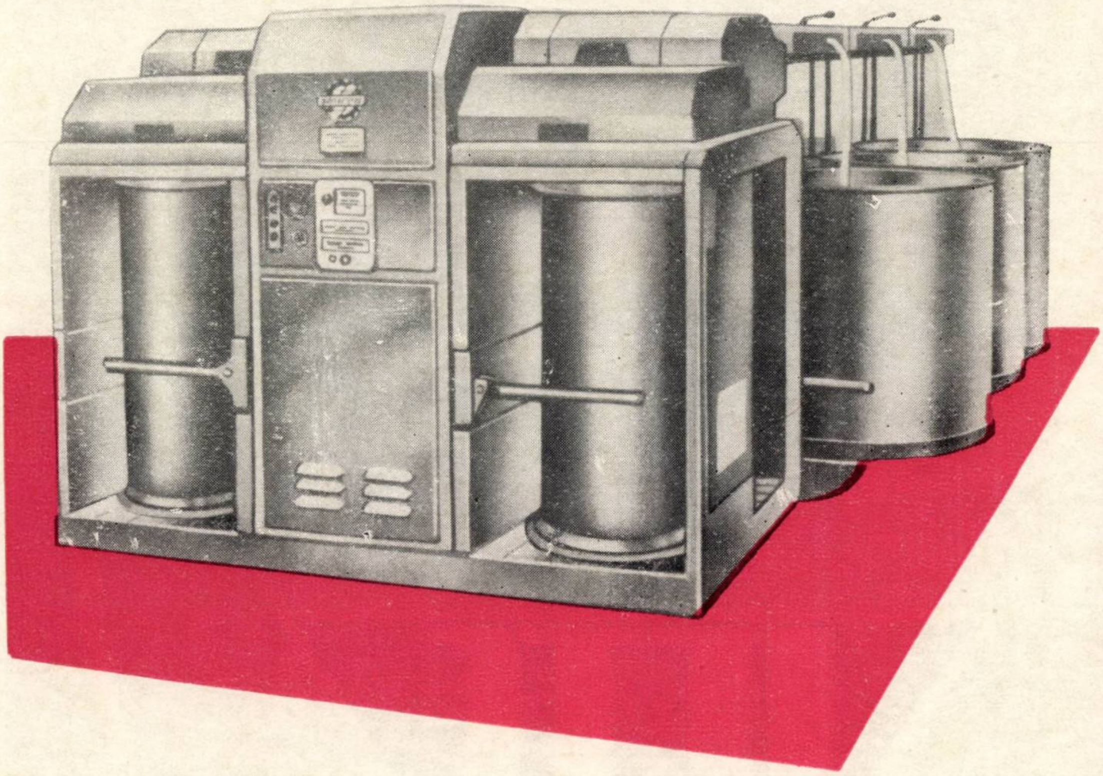
produce :

F R·B
MADE IN RUMANIA

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

uzina UNIREA Cluj



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m/min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

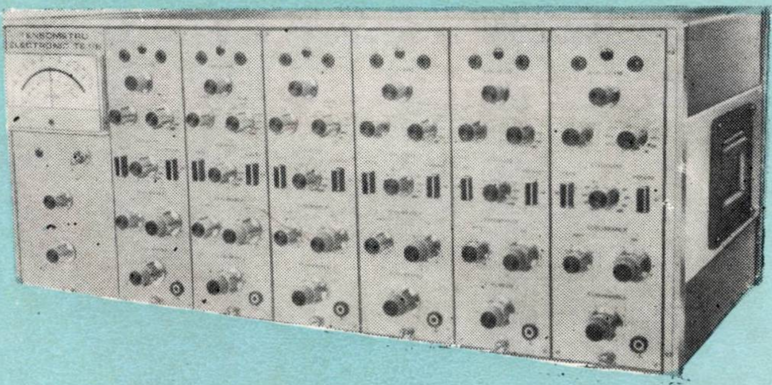
Maşina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele:

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelați pentru maşini de filat.
- piese de schîmb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAȚA 1 MAI NR. 2 TELEFON 229.10—TELEX 238

NUMARATOR UNIVERSAL
821349
CONVERTOR
TENSIUNE
FRECVENTA



INSTITUTUL DE CERCETARI ŞI PROIECTĂRI PENTRU ELECTRONICĂ ŞI TEHNICĂ DE CALCUL

- Primeşte comenzi de cercetare şi proiectare pentru aparate şi echipamente electronice de laborator sau pentru industrie, din toate sectoarele economice.
- Execută studii tehnico-economice, modele experimentale şi prototipuri pentru:
  - —aparate electronice de măsurat mărimi electrice
  - —aparate electronice de măsurat mărimi neelectrice
  - —surse de alimentare
  - —echipamente de electronică industrială
  - —aparate electronice pentru medicină şi biologie
  - —echipamente de radiocomunicaţii
  - —piese de ferită.
- În centrul de calcul dotat cu echipament modern se execută la cerere programe în următoarele limbaje de programare:
  - —FORTRAN
  - —COBOL
  - —ASSIRIS.

— Bucureşti, Bdul Kalinin nr. 18, Sector 1, Telefon 33.61.91 —

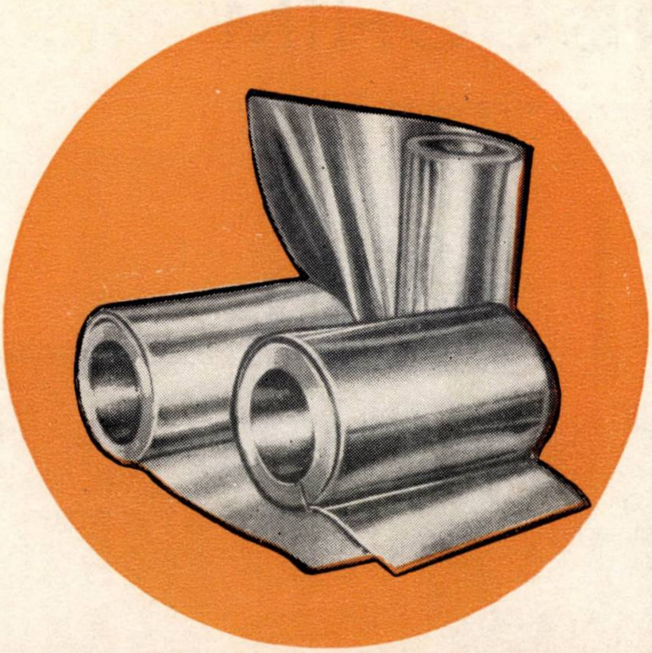


Table și benzi din cupru, alamă și aluminiu

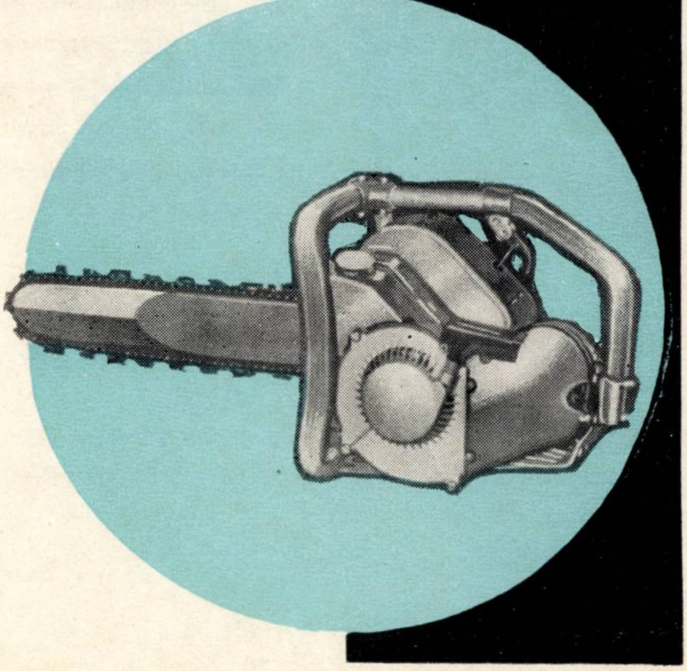
Bidoane de 10 și 25 l pt. transportat produse lactate

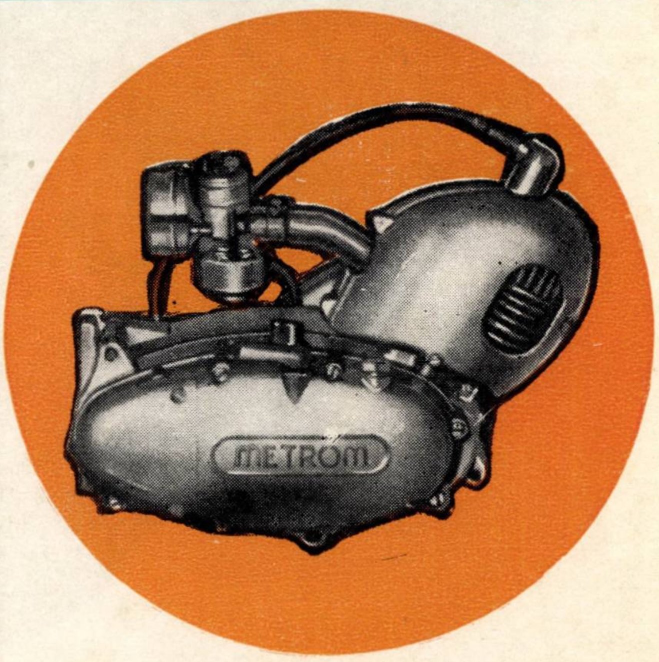
MICM uzina metrom BRAȘOV produce

Str. Carpaților nr. 60 Telefon 12920

Motoferăstrău

Motoare pentru motoreta MOBRA





Întreprinderea
industrială
de stat

„CARBOCHIM“ Cluj

• Piaţa 1 Mai nr. 3 • Telefon 3.01.20

CARBOCHIM
CLUJ

Execută corpuri abrazive de diferite forme şi dimensiuni, din electrocorindon normal, electrocorindon nobil şi carbură de siliciu cu lianţi ceramici sau organici pentru:

- *operaţii de degroşare*
- *finisări de precizie*
- *lustruirea suprafeţelor etc.*

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIII, AUGUST, Nr. 8, 1971

CUPRINS

Ciocîrdia, C. : **Optimizarea parametrilor cuţitelor burghielor de săpat gropi şi stabilirea relaţiilor pentru calculul acestora.** 453

Dorin, Al., Sburlan, S., Vodă, V. : **Programarea operaţiilor de prelucrare pe maşini-unelte de găurit cu comandă numerică.** 458

Doboşan, V. Caşcaval, N., Ungar, R., Teleanu, M. : **Unele automatizări ale operaţiei de sudare realizate în fabricaţia de autocamioane.** 463

Dreucean, A., Sporea, I., Cristuinea, C., Paulescu, Gh. : **Influenţa microadaosurilor şi a vitezei de răcire la solidificarea fontelor asupra intensităţii uzurii sculei aşchietoare.** 468

Ignat, V. : **Consideraţii asupra relaţiei de calcul a rugozităţii suprafeţelor obţinute la frezarea plană cu freze cilindrice.** 473

Ivan, N. V. : **Particularităţi la prelucrarea cu cuţite-disc de interior pe strunguri-revolver.** 476

Moraru, V. : **Consideraţii asupra condiţiei de comutare a baladoarelor folosite la cutiile de viteze ale maşinilor-unelte.** 481

Peretz, D. : **Contribuţii cu privire la caracterizarea rezistenţei la detonaţie a combustibililor utilizaţi în motoarele cu aprindere prin scînteie.** 485

Popescu, A., Lefterescu, V. O. : **Tendinţe actuale în domeniul muncii de proiectare.** 489

Popescu, E., Gheorghiu, D. : **Schimbătoare de căldură spirale.** 493

Sălăgean, Tr. : **Aplicaţii ale statisticii la controlul calităţii sudurilor.** 498

Seleşteanu, Al. : **Despre producţia raţională a maşinilor.** 503

Stoicescu, A. : **Asupra dinamicii mecanismului de direcţie al automobilului.** 506

CRONICA 512

REVISTA REVISTELOR 515

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. T. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; conf. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor şef rubrică: Elena Ştefănescu

SUMAR

CZ 621.952.025:624.132.3

Ciocîrdia, C. : **Optimizarea parametrilor cuţitelor burghielor de săpat gropi şi stabilirea relaţiilor pentru calculul acestora.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 453–458

CZ 621.952–503.55 ; 511.41

Dorin, Al., Sburlan, S., Vodă, V. : **Programarea operaţiilor de prelucrare pe maşini-unelte de găurit cu comandă numerică.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p.458–463

CZ 621.791–52 ; 629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N., Ungar, R., Teleanu, M. : **Unele automatizări ale operaţiei de sudare realizate în fabricaţia de autocamioane.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 463–468

CZ 621.91 ; 669.13 ; 621.746.6

Dreucean, A., Sporea, I., Cristuinea, C., Paulescu, Gh. : **Influenţa microadaosurilor şi a vitezei de răcire la solidificarea fontelor asupra intensităţii uzurii sculei aşchietoare.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 468–473

CZ 621.914.2.015

Ignat, V. : **Consideraţii asupra relaţiei de calcul a rugozităţii suprafeţelor obţinute la frezarea plană cu freze cilindrice.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 473–476

CZ 621.941..232.025

Ivan, N. V. : **Particularităţi în prelucrarea cu cuţite-disc de interior pe strunguri-revolver.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 476–481

CZ 621.9–585

Moraru, V. : **Consideraţii asupra condiţiei de comutare a baladoarelor folosite la cutiile de viteze ale maşinilor-unelte.**
Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 8, p. 481–485

CZ 621.43–63

Peretz, D. : **Contribuţii cu privire la caracterizarea rezistenţei la detonaţie a combustibililor utilizaţi la motoarele cu aprindere prin scînteie.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 485–489

CZ 6.001.13(09)

Popescu, A., Lefterescu, V.O. : **Tendinţe actuale în domeniul muncii de proiectare.**

Construcţia de Maşini 23 (1971). nr. 8, p. 489–493

CZ 66.046.2

Popescu, E., Gheorghiu, D. : **Schimbătoare de căldură spirale.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 493–498

CZ 621.791 ; 658.56 ; 31

Sălăgean, Tr. : **Aplicaţii ale statisticii la controlul calităţii sudurilor.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 498–502

CZ 621 ; 658.5

Seleşteanu, Al. : **Despre producţia raţională a maşinilor**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 503–506

CZ 629.113.014.5

Stoicescu, A. : **Asupra dinamicii mecanismului de direcţie al automobilului.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 506–511

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI'', organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director : 14.62.67 ; Redacţia : Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia''. Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2511.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.952.025 ; 624.132.3

Чиокырдия, К.: **Оптимизация параметров лопастных ямокопательных буровов и установление соотношений их расчета**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 453–458

ДК 621.952–503.55 ; 511.41

Дорин, Ал., Сбурлан, С., Водэ, В.: **Программирование операций при обработке на сверлильных станках с числовым управлением**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 458–463

ДК 621.971–52 ; 629.114.4

Добошан В., Кашкавал, Н., Унгар, Р., Теляну, М.: **К вопросу об автоматизации сварочных операций при производстве грузовых автомашин**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 463–468

ДК 621.91 ; 669.13 ; 621.746.6

Дреучян, А., Споря, И., Кристуиня, К., Паулеску, Г.: **Влияние микродобавок и скорости охлаждения при затвердевании чугуна на интенсивность режущего инструмента**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 468–473

ДК 621.914.2.015

Игнат, В.: **О соотношении расчета шероховатости поверхностей, полученных при плоском фрезеровании цилиндрической фрезой**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 473–476

ДК 621.941.232.025

Иван, Н. В.: **Особенности обработки внутренним резцом на револьверных станках**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 476–481

ДК 621.9–585

Морару, В.: **Об условиях переключения скользящих шестерен, применяемых на коробках скоростей станков**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 481–485

ДК 621.43–63

Перец, Д.: **Относительно характеристики сопротивления детонации топлива, применяемого на двигателях с искровым сгоранием**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 485–489

ДК 6.001.13(09)

Попеску, А., Лефтереску, В. О.: **Актуальные тенденции в области проектных работ**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 489–493

ДК 66.046.2

Попеску, Е., Георгиу, Д.: **Спиральные теплообменники**

Construcţia de Maşini 23(1971), № 8, стр. 493–498

ДК 621.971 ; 658.56 ; 31

Сэлэджян, Тр.: **Применение статистики при контроле качества сварок**

Construcţia de Maşini 23(1971), № 8, стр. 498–502

ДК 621 ; 658.5

Селештяну, Ал.: **О рациональном производстве машин**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 503–506

ДК 629.113.014.5

Стойческу, А.: **К вопросу динамики рулевого механизма автомашин**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 8, стр. 506–511

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.952.025 ; 624.132.3

Ciocîrdia, C. : **Die Optimisierung der Parameter bei Schneiden von Bohrern zur Erdaushöhlung und die Feststellung der Beziehungen für ihre Berechnung.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 453–458

DK 621.952–503.55 ; 511.41

Dorin, Al., Sburlan, S. und *Vodă, V.* : **Die Programmierung der Bearbeitungsvorgänge bei Bohrmaschinen mit nummerischer Steuerung.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 458–463

DK 621.791–52 ; 629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N., Ungar, R. und *Teleanu, M.* : **Gewisse Automatisierungen des Schweissvorganges die beim Bau der Lastkraftwagen eingeführt wurden.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 463–468

DK 621.91 ; 669.13 ; 621.746.6

Dreucean, A., Sporea, I., Cristuinea, C. und *Paulescu, Gh.* : **Einfluss der Mikrozusätze und der Abkühlzeit bei der Erstarrung des Gusseisens auf die Intensität der Schneidewerkzeuge.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 468–473

DK 621.914.2.015

Ignat, V. : **Betrachtungen bzgl. der Berechnung der Rauheit von Oberflächen die beim ebeben Fräsen mittels Zylinderfräsen erzeugt werden.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 473–476

DK 621.941.232.025

Ivan, N. V. : **Eigenheiten bei der Bearbeitung mittels Bohrstählen auf Revolverdrehbänken.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 476–481

DK 621.9 –585

Moraru, V. : **Betrachtung bzgl. Kommutierungsbedingungen der bei den Getriebekästen der Werkzeugmaschinen verwendeten Zahnräder.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 481–485

DK 621.43–63

Peretz, D. : **Beiträge zur Charakterisierung der Zündfestigkeit bei den Brennstoffen der Motoren mit Funkenzündung.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 485–489

DK 6.001.13(09)

Popescu, A. und *Lefterescu, V. O.* : **Jetzige Tendenzen auf dem Gebiet der Entwurfstätigkeit.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 489–493

DK 66.046.2

Popescu, E. und *Gheorghiu, D.* : **Spirale Wärmeaustauscher**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 493–498

DK 621.791 ; 658.56 ; 31

Sălăgean, Tr. : **Anwendungen der Statistik bei der Kontrolle der Schweissqualität.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 498–502

DK 621 ; 658.5

Seleşteanu, Al. : **Ueber den vernünftigen Bau der Maschinen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 503–506

DK 629.113.014.5

Stoicescu, A. : **Ueber die Dynamik des Lenkmechanismus beim Kraftwagen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 8, S. 506–511

SOMMAIRE

CD 621.952.025 ; 624.132.3

Ciocîrdia, C. : **L'optimisation des paramètres des forets pour le bêchage des fosses et l'établissement des relations mathématiques pour leur calcul.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 453–458

CD 621.952–503.55 ; 511.41

Dorin, Al., Sburlan, S. et *Vodă, V.* : **L'établissement du programme d'usinage sur les perceuses à commande numérique.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 458–463

CD 621.791–52 ; 629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N., Ungar, R. et *Teleanu, M.* : **Quelques automatisations du soudage réalisées dans la construction des camions.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 463–468

CD 621.91 ; 669.13 ; 621.746.6

Dreucean, A., Sporea, I., Cristuinea, C. et *Paulescu, Gh.* : **L'influence des microadditions et de la vitesse de refroidissement, lors de la solidification des fontes, sur l'intensité de l'outil de coupe.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 468–473

CD 621.914.2.015

Ignat, V. : **Considérations sur la relation mathématique concernant la rugosité des surfaces obtenues par le fraisage plan à l'aide des fraises cylindriques.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 473–476

CD 621.941.232.025

Ivan, N. V. : **Particularités lors de l'usinage avec des molettes sur les tours à tourelle revolver.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 476–481

CD 621.9–585

Moraru, V. : **Considérations sur la condition de commutation des baladeurs employés dans les boites des vitesses des machines-outils.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 481–485

CD 621.43–63

Peretz, D. : **Contributions à la définition de la résistance à la détonation des combustibles utilisés dans les moteurs à allumage par étincelle.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 485–489

CD 6.001.13(09)

Popescu, A. et *Lefterescu, V. O.* : **Tendances actuelles dans l'établissement des projets.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 489–493

CD 66.046.2

Popescu, E. et *Gheorghiu, D.* : **Échangeurs de chaleur spiraux.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 493–498

CD 621.791 ; 658.56 ; 31

Sălăgean, Tr. : **Applications de la statistique au contrôle de la qualité des soudures.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 498–502

CD 621 ; 658.5

Seleşteanu, Al. : **La production rationnelle des machines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 503–506

CD 629.113.014.5

Stoicescu, A. : **Sur la dynamique du mécanisme de direction de l'automobile.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, 506–511

CONTENTS

DC 621.952.025 ; 624.132.3

Ciocîrdia, C. : **Optimum parameters of cutters of pit boring augers and their calculation.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 453–458

DC 621.952–503.55 : 511.41

Dorin, Al., Sburlan, S. and *Vodă, V.* : **Programming of processing operations carried out by numerically controlled drilling machines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 458–463

DC 621.791–52 : 629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N., Ungar, R. and *Teleanu, M.* : **Automation of certain welding operations in motor lorry fabrication.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 463–468

DC 621.91 ; 669.13 ; 621.746.6

Dreucean, A., Sporea, I., Cristuinea, C. and *Paulescu, Gh.* : **Influence of micro-additions and rate of cooling in pig iron solidification on the strength of cutters.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 468–473

DC 621.914.2.015

Ignat, V. : **Considerations on the calculation of the roughness of surfaces achieved in plane milling with cylindrical milling cutters.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 473–476

DC 621.941.232.025

Ivan, N. V. : **Considerations on processing carried out with interior disk-cutters of turret lathes.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 476–481

DC 621.9–585

Moraru, V. : **Considerations on the shifting condition of sliding gears utilized in gear boxes of machine tools.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 481–485

DC 621.43–63

Peretz, D. : **Contributions to the characterization of detonation resistance of fuels utilized in spark ignition motors.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 485–489

DC 6.001.13(09)

Popescu, A. and *Lefterescu, V. O.* : **Present trends in design work.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 489–493

DC 66.046.2

Popescu, E. and *Gheorghiu, D.* : **Spiral heat exchangers.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 493–498

DC 621.791 : 658.56 : 31

Sălăgean, Tr. : **Application of statistics in welding quality control.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 498–502

DC 621 : 658.5

Seleşteanu, Al. : **About rational production of machines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 8, p. 503–506

DC 629.113.014.5

Stoicescu, A. : **About the dynamics of the steering gear of motorcars.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 8, p. 506–511

ČZ 621.952.025 ; 624.132.3

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

Optimizarea parametrilor cuțitelor burghielor de săpat gropi și stabilirea relațiilor pentru calculul acestora

Dr. ing. Constantin CIOCÎRDIA — Institutul politehnic — București

Cuțitele constituie principalele organe tăietoare ale burghielor de săpat gropi. Forma și mărimea parametrilor constructivi ai acestora, influențează asupra executării în condiții optime a procesului de tăiere, adică asupra consumului de energie necesar pentru tăierea solului, precum și asupra regimului de lucru al burghiului care influențează productivitatea procesului de săpare a gropii. Stabilirea relațiilor ce exprimă dependența dintre parametrii constructivi ai cuțitelor, pe de o parte, și parametrii funcționali și energetici, pe de altă parte, constituie o problemă deosebit de utilă pentru proiectarea pe baze științifice, a burghielor și, în general, a ansamblului mașinii de săpat gropi. De aceea, în continuare, se prezintă, în mod foarte concis, studiul teoretic și cercetările experimentale pe baza cărora s-au stabilit relațiile forțelor verticale și momentelor de răsucire rezistente la tăierea solului de către cuțitele cu tăiș drept și s-au determinat valorile optime ale principalilor parametri constructivi ai acestor organe.

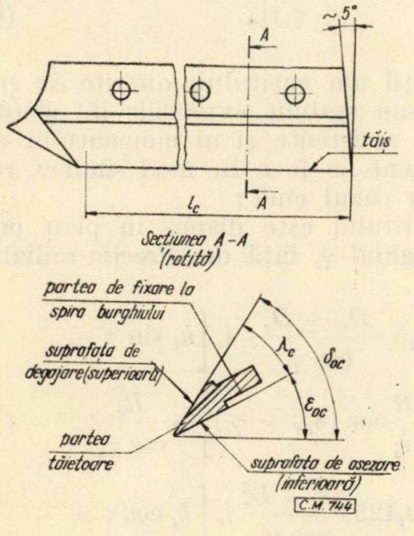

~5°
A
A
tăiș
l_c
Secțiunea A-A
(rotită)
partea de fixare la spira burghiului
suprafața de degajare (superioară)
partea tăietoare
suprafața de așezare (inferioară)
λ_c
δ_{oc}
ε_{oc}
C.M. 744

Fig. 1

Cuțitele cu tăiș drept, utilizate la diferitele mașini de săpat gropi, sînt asemănătoare, din punct de vedere constructiv, deosebindu-se numai prin partea de fixare la spira burghiului și prin capătul dinspre axul burghiului. În figura 1 este prezentată construcția cuțitului pentru burghiul cu diametrul de 800 mm de la mașina MSG-1. Montarea cuțitelor la burghiu (fig. 2 și 3) se poate face astfel încît tăișul să fie dispus în plan orizontal — după direcția radială sau înclinat față de aceasta — precum și dispus într-un plan înclinat față de planul orizontal.

Studiul proceselor de lucru ale cuțitelor burghiului se face, pornind de la analiza proceselor unei porțiuni elementare din cuțit. În situația cînd tăișul este dispus radial în plan orizontal (fig. 3), forțele elementare care acționează asupra cuțitului, la tăierea solului de către un segment elementar de tăiș, avînd lungimea dr și dispus la distanța r față de axa burghiului sînt : dR_t — forța rezistentă elementară de desprindere a așchiei de sol ; dR_d — forța rezistentă elementară de deformare și deplasare a așchiei de sol pe suprafața de degajare a cuțitului. Forța rezistentă la învingerea stării de inerție a solului tăiat se poate neglija, deoarece, practic, mărimea ei este foarte mică, în comparație cu mărimile celorlalte forțe rezistente.

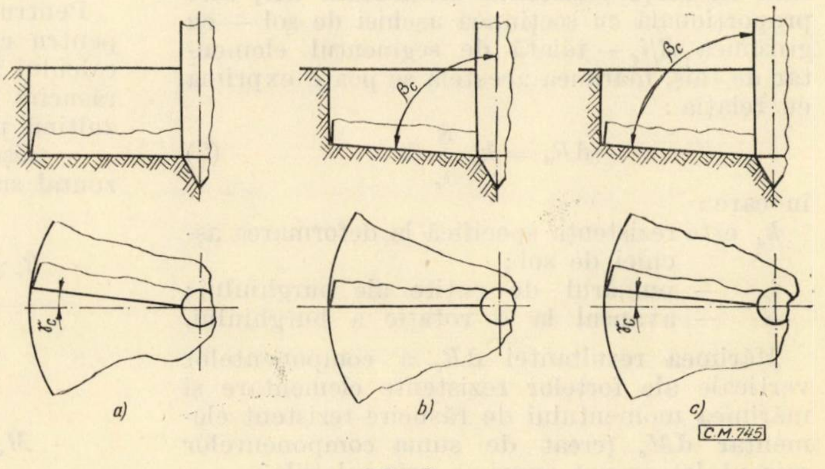


Fig. 2

Forța rezistentă elementară dR_t este proporțională cu rezistența specifică k_t la desprinderea așchiei de sol și cu lungimea segmentului elementar de tăiș al cuțitului, deci :

$$\mathrm{d}R_t = k_t \,\mathrm{d}r, \tag{1}$$

direcţia acesteia faţă de planul orizontal fiind determinată de unghiul notat cu τ.

Forţa rezistentă elementară $\mathrm{d}R_d$ este rezultanta forţei rezistente elementare $\mathrm{d}R_d$ normală pe suprafaţă de degajare a cuţitului — cauzată de deformarea aşchiei de sol — şi a forţei de frecare a acesteia pe suprafaţa respectivă. De aceea, direcţia forţei $\mathrm{d}R_d$ este deviată cu unghiul de frecare φ_c faţă de normala la suprafaţa de degajare a cuţitului. Considerînd că forţa rezistentă elementară $\mathrm{d}R_d$ este proporţională cu secţiunea aşchiei de sol — cu grosimea S/i_c — tăiată de segmentul elementar de tăiş, mărimea acesteia se poate exprima cu relaţia:

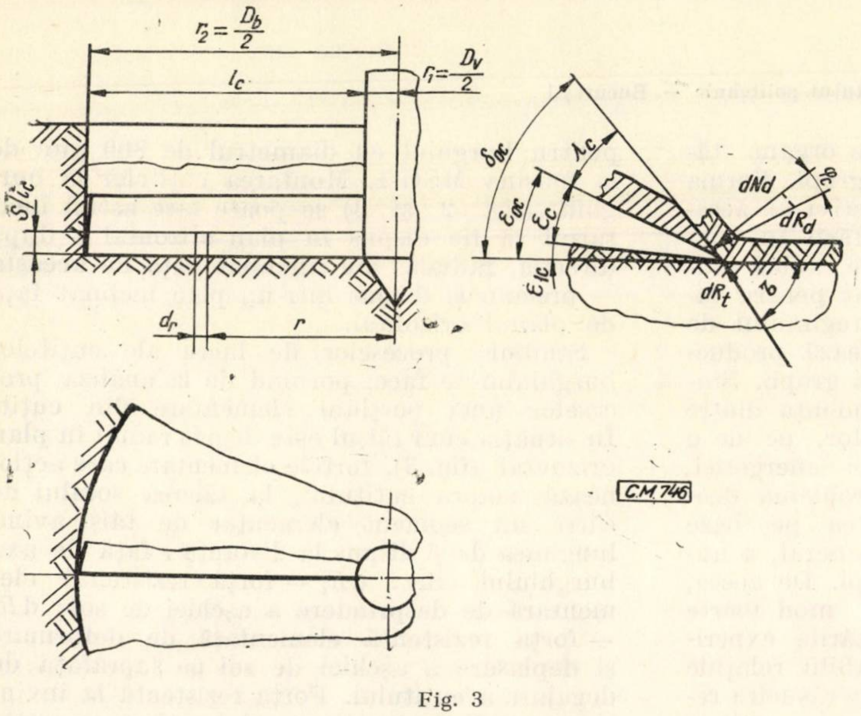


Fig. 3

$$\mathrm{d}R_d = k_d \frac{S}{i_c} \mathrm{d}r \tag{2}$$

în care:

k_d este rezistenţa specifică la deformarea aşchiei de sol;
i_c — numărul de cuţite ale burghiului;
S — avansul la o rotaţie a burghiului.

Mărimea rezultantei $\mathrm{d}R_c$ a componentelor verticale ale forţelor rezistente elementare şi mărimea momentului de răsucire rezistent elementar $\mathrm{d}M_c$ (creat de suma componentelor orizontale), se pot exprima prin relaţiile:

$$\mathrm{d}R_c = \left[k_t \sin\tau - k_d \frac{S}{i} \cos(\delta_{0c} + \varphi_c) \right] \mathrm{d}r, \tag{3}$$

$$\mathrm{d}M_c = \left[k_t \cos\tau + k_d \frac{S}{i_c} \sin(\delta_{0c} + \varphi_c) \right] r\, \mathrm{d}r, \tag{4}$$

în care δ_{0c} are semnificaţia din figura 3.

Limitele razei r sînt: $r_1 = \frac{D_v}{2}$ şi $r_2 = \frac{D_b}{2} - \mathrm{d}r$, în care D_v este diametrul vîrfului burghiului şi D_b — diametrul burghiului. Deoarece $\mathrm{d}r$ este foarte mic în comparaţie cu $D_b/2$, se poate considera că $r_2 = \frac{D_b}{2}$.

Avînd în vedere numărul i_c de cuţite ale burghiului, forţa rezistentă verticală şi momentul de răsucire rezistent la acţiunea acestora asupra solului se exprimă prin relaţiile:

$$R_c = i_c \left[k_t \sin\tau - k_d \frac{S}{i_c} \cos(\delta_{0c} + \varphi_c) \right] \int_{r_1}^{r_2} dr$$

$$M_c = i_c \left[k_t \cos\tau + k_a \frac{S}{i_c} \sin(\delta_{0c} + \varphi_c) \right] \int_{r_1}^{r_2} r dr.$$

Calculînd integralele şi ţinînd seamă de valorile razelor r_1 şi r_2, rezultă:

$$R_c = 0{,}5(D_b - D_v)\, i_c \left[k_t \sin\tau - k_d \frac{S}{i_c} \cos(\delta_{0c} + \varphi_c) \right]; \tag{5}$$

$$M_c = 0{,}125\,(D_b^2 - D_v^2)\, i_c \left[k_t \cos\tau + k_d \frac{S}{i_c} \sin(\delta_{0c} + \varphi_c) \right]. \tag{6}$$

Pentru poziţii ale cuţitului, diferite de cea pentru care s-au stabilit expresiile (5) şi (6), calculul forţei rezistente şi al momentului de răsucire rezistent se face în mod similar, rezultînd pentru cazul cînd:

— tăişul cuţitului este dispus în plan orizontal sub unghiul γ_c faţă de direcţia-radială,

$$R_c\,\gamma_c = 0{,}5 \frac{D_b - D_v}{\cos\gamma_c}\, i_c \left[k_t \sin\tau - k_a \frac{S}{i_c} \cos(\delta_{0c} + \varphi_c) \right] = \frac{R_c}{\cos\gamma_c}; \tag{7}$$

$$M_c\,\gamma_c = 0{,}125 \frac{D_b^2 - D_v^2}{\cos\gamma_c}\, i_c \left[k_t \cos\tau + k_a \frac{S}{i_c} \sin(\delta_{0c} + \varphi_c) \right] = \frac{M_c}{\cos\gamma_c}; \tag{8}$$

— tăişul cuţitului este dispus într-un plan radial sub unghiul β_0 faţă de direcţia verticală,

$$R_c\beta_c = 0,5\,\frac{D_b - D_v}{\sin\beta_c}\,i_c\Big[k_t \sin\tau -$$

$$- k_a\frac{S}{i_c}\cos(\delta_{0c} + \varphi_c)\Big] = \frac{R_c}{\sin\beta_c}; \qquad (9)$$

$$M_c\,\beta_c = 0,125\frac{D_b^2 - D_v^2}{\sin\beta_c}\,i_c\Big[k_t\cos\tau + k\frac{S}{d\,i_c}\sin(\delta_{0c} +$$

$$+ \varphi_c)\Big] = \frac{R_c}{\sin\beta_c}; \qquad (10)$$

— tăișul cuțitului este dispus sub unghiuf γ_c față de direcția radială și sub unghiul β_c față de cea verticală,

$$R_c\gamma_c\beta_c = 0,5\,\frac{D_b - D_v}{\cos\gamma_c\sin\beta_c}\,i_c\Big[k_t\sin\tau -$$

$$- k_a\frac{S}{i_c}\cos(\delta_{0c} + \varphi_c)\Big] = \frac{R_c}{\cos\gamma_c\sin\beta_c} \qquad (11)$$

$$M_c\gamma_c\beta_c = 0,125\,\frac{D_b^2 - D_v^2}{\cos\gamma_c\sin\beta_c}\,i_c\Big[k_t\cos\tau +$$

$$+ k_a\frac{S}{i_c}\sin(\delta_{0c} + \varphi_c)\Big] = \frac{M_c}{\cos\gamma_c\sin\beta_c}\cdot \qquad (12)$$

Notînd cu L_c lungimea activă a tuturor cuțitelor burghiului — în cazul cînd tăișurile sînt dispuse radial în plan orizontal — și cu S_c grosimea așchiei tăiată de fiecare cuțit $\left(S_c = \frac{S}{i_c}\right)$, relațiile (5) și (6) se pot exprima și sub forma:

$$R_c = L_c[k_t\sin\tau - k_aS_c\cos(\delta_{0c} + \varphi_c)]; \qquad (13)$$

$$M_c = 0,25\,(D_b - D_v)\,L_c[k_t\cos\tau + k_aS_c\sin(\delta_{0c}\varphi_c)]. \qquad (14)$$

Din analiza relațiilor stabilite mai sus se desprind concluzii importante pentru proiectarea cuțitelor burghiului, evidențiindu-se interdependența dintre parametrii constructivi, funcționali, de exploatare și mecanici. Astfel, din relațiile (5) și (6) sau (13) și (14) se remarcă faptul că proprietățile fizico-mecanice și starea solului influențează mărimea forței verticale rezistente și a momentului de răsucire rezistent, prin valorile pe care le pot avea rezistențele specifice k_t și k_d, precum și unghiurile τ și φ_c. Aceste valori nu pot fi însă stabilite decît pe cale experimentală.

Regimul de lucru al burghiului influențează mărimile R_c și M_c prin valoarea avansului S al burghiului sau, dacă se are în vedere și numărul de cuțite, prin grosimea așchiei S_c tăiată de fiecare cuțit al burghiului. Din analiza relațiilor (13) și (14) rezultă că, funcțiile $R_c = f(S_c)$ și $M_c = f(S_c)$, pot fi reprezentate prin ecuații de forma $y = a + bx$, ele putînd fi scrise sub forma:

$$R_c = a_{R_c} + b_{R_c}S_c; \qquad (15)$$

$$M = a_{M_c} + b_{M_c}S_c,$$

în care constantele a_{R_c}, b_{R_c}, a_{M_c} și b_{M_c} sînt funcții de parametrii constructivi ai cuțitelor și de parametrii care caracterizează proprietățile fizico-mecanice și starea solului. Mărimile acestor constante pot fi exprimate prin relațiile:

$$a_{R_c} = 0,5\,(D_b - D_v)\,i_c\,k_t\sin\tau = L_c\,k_t\sin\tau.$$

$$b_{R_c} = -\,0,5\,(D_b - D_v)\,i_c\,k_d\cos(\delta_{0c} + \varphi_c) =$$

$$= L_c\,k_c\cos(\delta_{0c} + \varphi_c),$$

$$a_{M_c} = 0,125\,(D_b^2 - D_v^2)\,i_c\,k_t\cos\tau = 0,25\,(D_b +$$

$$+ D_v)\,L_c\,k_t\cos\tau \qquad (16)$$

$$b_{M_c} = 0,125\,(D_b^2 - D_v^2)\,i_c\,k_d\sin(\delta_{oc} + \varphi_c) =$$

$$= 0,25\,(D_b + D_v)\,L_c\,k_d\sin(\delta_{oc} + \varphi_c).$$

Componenta verticală a forței rezistente la deformarea și deplasarea așchiei de sol pe suprafața superioară a cuțitului este îndreptată de sus în jos, atunci cînd unghiul $(\delta_{0c} + \varphi_c) < 90°$, în care caz în relația (15) constanta b_{R_c} are semnul negativ. În această situație, forța rezistentă la deformarea și deplasarea așchiei de sol acționează ca o forță activă, contribuind la adîncirea burghiului în sol. Este deci indicat ca unghiul $(\delta_{oc} + \varphi_c) < 90°$. Creșterea unghiului δ_{0c} atrage mărirea atît a forței R_c, cît și a momentului M_c deci, sub acest aspect, este avantajos ca acest unghi să aibă valori mai mici. Dar, din punct de vedere constructiv, deoarece $\delta_{0c} = \lambda_c + \varepsilon_{oc} = \lambda_c + \varepsilon_c + \varepsilon_{1c}$(fig. 3), pentru o anumită valoare a unghiului ε_{0c}, micșorarea lui δ_{oc} este limitată de valoarea minimă admisibilă a unghiului de ascuțire λ_c, prin care se asigură rezistența și durabilitatea optimă a cuțitului. Din observațiile personale în timpul cercetărilor experimentale, precum și asupra proiectării burghielor de săpat gropi, a rezultat că este indicat ca $\lambda_c > 20°$.

Micșorarea unghiului ε_{0c} este limitată de valoarea unghiului ε_c care variază în funcție de modificările unghiului ε_{1c}, a cărei mărime $\left(\varepsilon_{1c} = \operatorname{arc\,tg}\frac{S}{2\pi r}\right)$ depinde de avansul burghiului. La valori mici ale unghiului ε_{0c}, în cazul cînd ε_{1c} are valori mari, corespund valori mici ale unghiului ε_c. În această situație, datorită deformării solului pe fundul gropii, suprafața inferioară a cuțitului, în zona dinspre tăiș, suportă o presiune apreciabilă din partea solului, ceea ce duce la apariția forțelor normale și de frecare care măresc valorile lui R_c și M_c. Valorile optime pentru unghiurile δ_0

şi ε_{0c} pot fi stabilite numai pe calea experimentală.

Din analiza relaţiilor (5) şi (6) rezultă că mărirea numărului de cuţite ale burghiului i_c atrage creşterea forţei R_c şi a momentului M_c. Deci, atît din punct de vedere energetic, cît şi constructiv, este avantajos să se construiască burghie cu un număr mai mic de cuţite, acesta limitîndu-se însă, în mod evident, la două cuţite. Din aceleaşi considerente, analizînd relaţiile (7) ... (14) rezultă că soluţia optimă pentru poziţia de montare a cuţitelor pe burghiu, o constituie cazul cînd tăişurile acestora sînt dispuse radial în plan orizontal, deoarece în această situaţie L_c are valori mai mici.

În concluzie, pentru utilizarea relaţiilor (15) la proiectarea maşinilor de săpat gropi, precum şi pentru stabilirea valorilor optime ale unghiurilor δ_{0c} şi ε_{0c} şi a regimului de lucru optim, au fost necesare cercetări experimentale.

Cercetările experimentale au constat în măsurarea forţelor verticale rezistente R_c şi a momentelor de răsucire rezistente M_c, la tăierea solului cu burghie echipate cu cuţite cu tăiş drept avînd unghiurile $\delta_{0c} = 50 \ldots 80°$ şi $\varepsilon_{0c} = 7 \ldots 30°$. Avansul burghiului a variat în limitele 6 ... 36 mm/rot. Măsurile s-au făcut pentru cuţite cu lungimi diferite, corespunzătoare burghielor cu diametrul $D_b = 400$; 600 şi 800 mm, fiind echipate cu vîrfuri avînd diametrul $D_v = 110$; respectiv 127 şi 145 mm. Cercetările experimentale s-au făcut pe un sol mijlociu nedesfundat, avînd rezistenţe la penetrare de 80 ... 85 kgf/cm², la adîncimi de 300 ... 700 mm. La măsurarea forţei R_c şi a momentului M_c, s-a folosit metoda tensometriei electrice rezistive, utilizîndu-se agregatul compus din tractorul U-650 şi maşina de săpat gropi MSG-1, precum şi instalaţiile şi aparatura prezentate în lucrarea [1].

S-a constatat că relaţiile stabilite pe baza datelor experimentale pot fi de forma $y = axb$, ceea ce în cazul reprezentării pe grafice în coordonate dublu logaritmice corespund dreptei de forma $Y = A + bX$. $Y = \lg y$; $A = \lg a$ şi $X = \lg x$, deci forma corespunzătoare şi relaţiilor (15).

Determinarea valorilor constantelor a şi b s-a făcut prin metoda celor mai mici pătrate, obţinîndu-se relaţiile din tabela 1, care au fost apoi reprezentate grafic. În figurile 4 ... 7 sînt prezentate numai graficele relaţiilor pentru cuţitele burghiului cu $D_b = 600$ mm, $D_v = 127$ mm, $i_c = 2$ cuţite, deci $L_c = 473$ mm, iar în figurile. 8 şi 9 sînt prezentate graficele pentru relaţiile $R_c = f(L_c)$ şi $M_c = f(L_c)$.

Analizîndu-se relaţiile din tabela 1, precum şi graficele acestora, se desprind următoarele concluzii principale şi recomandări pentru proiectarea cuţitelor burghielor de săpat gropi :

Tabela 1

Caracteristicile cuţitului				Grosimea aşchiei S_c, mm	Relaţia pentru ;	
λ^0_c	δ^0_{0c}	ε^0_{0c}	L_c, mm		Forţa verticală rezistentă R_c kgf	Momentul de răsucire rezistent M_c kgfm
20	50	30	290	—	$R_c = 137{,}1\, S_c^{-0{,}3230}$	$M_c = 14{,}74\, S_c^{0{,}3151}$
			473		$R_c = 227{,}8\, S_c^{-0{,}3472}$	$M_c = 33{,}16\, S_c^{0{,}3033}$
			982		$R_c = 458{,}3\, S_c^{-0{,}4329}$	$M_c = 102{,}3\, S_c^{0{,}2585}$
			—	12	$R_c = 1{,}557\, L_c^{0{,}6644}$	$M_c = 151{,}5^{-1{,}00} L_c^{1{,}497}$
30	60	30	290	—	$R_c = 127{,}0\, S_c^{-0{,}1795}$	$M_c = 17{,}44\, S_c^{0{,}3254}$
			473		$R_c = 214{,}6\, S_c^{-0{,}1858}$	$M_c = 38{,}80\, S_c^{0{,}3132}$
			982		$R_c = 401{,}5\, S_c^{-0{,}2118}$	$M_c = 110{,}5\, S_c^{0{,}2860}$
			—	12	$R_c = 1{,}245^{-1{,}00} L_c^{0{,}8249}$	$M_c = 135{,}1^{-1{,}00} L_c^{1{,}5070}$
40	70	30	290	—	$R_c = 118{,}8\, S_c^{-0{,}0423}$	$M_c = 19{,}28\, S_c^{0{,}3293}$
			473		$R_c = 198{,}9\, S_c^{-0{,}0450}$	$M_c = 44{,}11\, S_c^{0{,}3181}$
			982		$R_c = 391{,}2\, S_c^{-0{,}0541}$	$M_c = 129{,}7\, S_c^{0{,}2856}$
			—	12	$R_c = 1{,}798^{-1{,}00} L_c^{0{,}9336}$	$M_c = 126{,}6^{-1{,}00} L_c^{1{,}5142}$
50	80	30	473	—	$R_c = 192{,}3\, S_c^{0{,}0753}$	$M_c = 49{,}84\, S_c^{0{,}3587}$
40	60	20	473	—	$R_c = 204{,}6\, S_c^{-0{,}1367}$	$M_c = 40{,}12\, S_c^{0{,}3160}$
45		15			$R_c = 221{,}2\, S_c^{-0{,}1167}$	$M_c = 41{,}90\, S_c^{0{,}3265}$
53		7			$R_c = 243{,}1\, S_c^{-0{,}0629}$	$M_c = 46{,}77\, S_c^{0{,}3338}$

a — Forţa verticală rezistentă R_c şi momentul de răsucire rezistent M_c sînt mai mari la cuţitele la care unghiul de degajare δ_{0c} are valori mai mari. Totodată, se poate considera că aceste mărimi mecanice, practic, nu sînt influenţate de unghiul de aşezare ε_{0c}, dacă $\varepsilon_{0c} > 20°$. Deci, pentru ca să fie mai mică energia consumată la tăierea solului de către cuţitele burghiului, asigurîndu-se totodată rigiditatea necesară acestora, valorile optime ale unghiurilor sînt : $\delta_{0c} = 50 \ldots 55°$, $\varepsilon_{0c} = 25 \ldots 30°$ şi $\lambda_c = 25°$. Pe soluri grele şi nedesfundate este indicat să se mărească unghiul λ_c pînă la 30°, în care caz $\varepsilon_{0c} = 20°$.

b — Lungimea activă L_c a cuţitelor, respectiv diametrul şi numărul de cuţite ale burghiului, are o influenţă foarte mare asupra mărimilor R_c şi M_c. Deoarece diametrul burghiului este impus de diametrele gropilor, rezultă că, construirea burghielor cu două cuţite este mai avantajoasă decît a celor cu trei cuţite, atît din punctul de vedere al fabricării burghielor, cît şi al consumului de energie şi al productivităţii săpării gropilor.

c — Forţa verticală R_c este mai mică în cazul cînd se lucrează cu avansuri mai mari, iar momentul de răsucire M_c este mai mic la

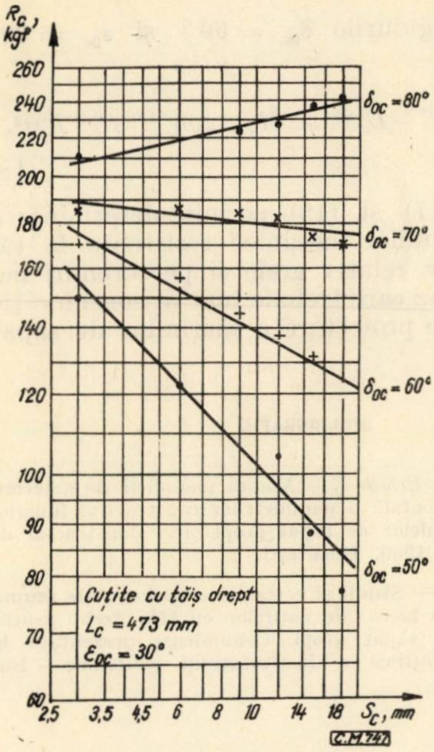


Fig. 4

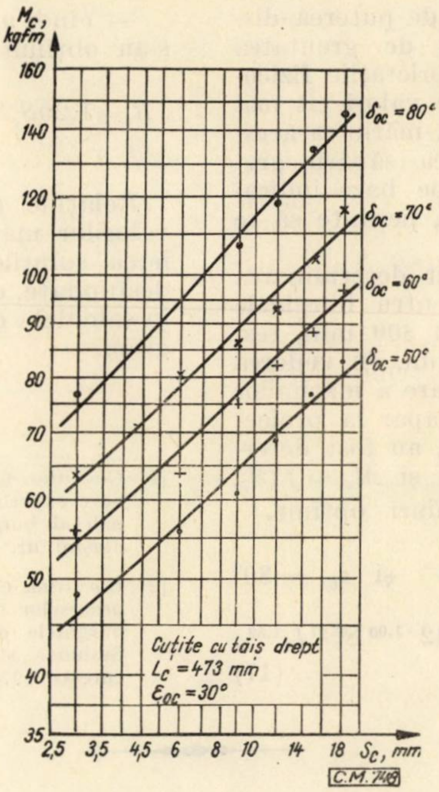


Fig. 5

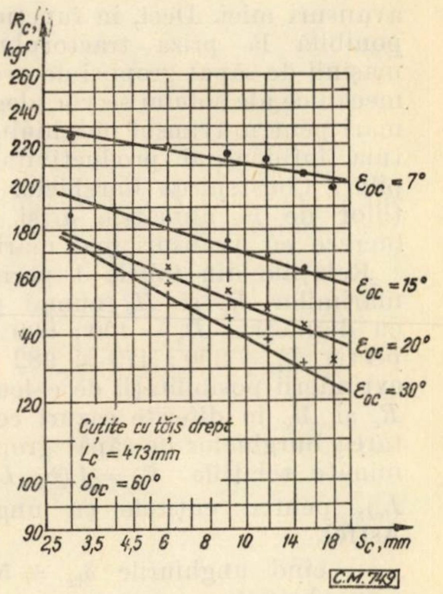


Fig. 6

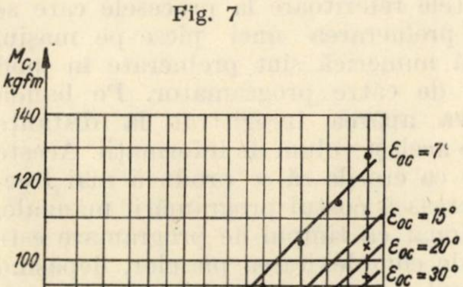


Fig. 7

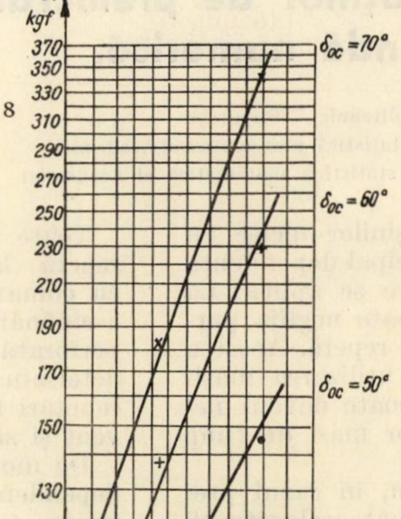


Fig. 8

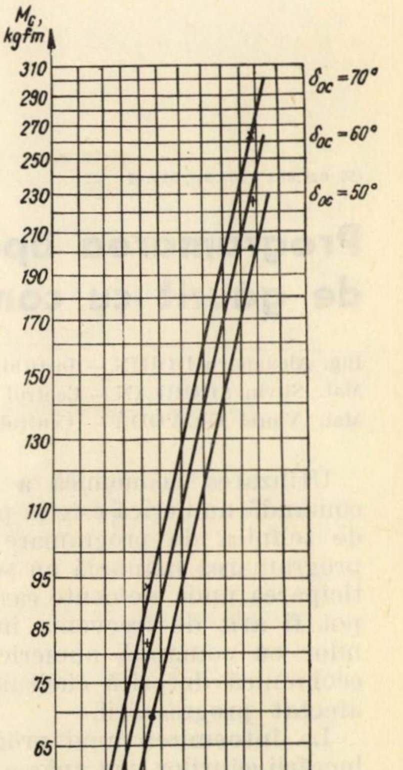


Fig. 9

avansuri mici. Deci, în funcţie de puterea disponibilă la priza tractorului, de greutatea maşinii de săpat gropi şi de proprietăţile fizico-mecanice ale solului se vor alege valori cît mai mari pentru avansul burghiului, mărimea acestuia influenţînd productivitatea săpării gropilor. Construirea burghielor pe baza indicaţiilor de la aliniatele *a* şi *b*, permite să se lucreze cu avansuri mai mari.

Relaţiile din tabela 1 permit determinarea mărimilor R_c şi M_c numai pentru burghiele cu diametrul $D_b = 400$; 600 şi 800 mm, respectiv $L_c = 290$; 473 şi 982 mm. În vederea extinderii posibilităţii de calculare a mărimilor R_c şi M_c în diferite cazuri ce apar la proiectarea burghielor de săpat gropi, au fost determinate relaţiile $R_c = f\,(S_c, L_c)$ şi $M_c = f\,(S_c, L_c)$, pentru cuţitele cu unghiuri optime. Astfel,

— cînd unghiurile $\delta_{0c} = 50°$ şi $\varepsilon_{0c} = 30°$ s-au obţinut :

$$R_c = 3{,}14\, S_c^{-0{,}38} L_c^{0{,}70} \text{ şi } M_c = 342^{-1{,}00}\, S_c^{0{,}27} L_c^{1{,}52}\,; \qquad (17)$$

— cînd unghiurile $\delta_{0c} = 60°$ şi $\varepsilon_{0c} = 30°$ s-au obţinut :

$$R_c = 1{,}29 S_c^{-0{,}21} - L_c^{0{,}83} \text{ şi } M_c = 296^{-1{,}00} S_c^{0{,}28} L_c^{1{,}52}. \qquad (18)$$

Relaţiile (17) şi (18) permit determinarea valorilor mărimilor mecanice rezistente la tăierea solurilor relativ grele şi pe terenuri nedesfundate, caz care trebuie luat în consideraţie în calculele de proiectare a maşinilor de săpat gropi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciocîrdia, C.*, *Erhan I.* — Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi funcţionali ai burghielor de săpat gropi. În : Construcţia de Maşini nr. 5/1969, Bucureşti.

[2] *Ciocîrdia, C.* — Studii şi cercetări experimentale asupra proceselor de lucru ale cuţitelor cu tăiş drept pentru burghiele de săpat gropi. Comunicare prezentată la Sesiunea ştiinţifică a Institututului politehnic — Bucureşti, 1970.

CZ 621.952-503.55 ; 511.41

Programarea operaţiilor de prelucrare pe maşini — unelte de găurit cu comandă numerică.

Ing. Alexandru DORIN — Institutul politehnic — Bucureşti
Mat. Silviu SBURLAN — Centrul de statistică matematică al Academiei
Mat. Viorel Gh. VODĂ — Centrul de statistică matematică al Academiei

Utilizarea economică a maşinilor-unelte cu comandă numerică este în principal dependentă de tehnica de programare care se aplică. La programarea manuală nu se poate neglija participarea unor elemente care se repetă. Acestea pot fi atît de frecvente încît utilizarea maşinilor cu comandă numerică poate deveni neeconomică datorită cheltuielilor mari de timp afectat programării.

La întocmirea unui program, în cazul prelucrării găurilor, pot apărea următoarele situaţii care se repetă :

1. *Repetarea formei geometrice.* La citire pot apărea grupuri de găuri identice sau asemănătoare a căror formă sau dimensiuni se repetă în anumite cazuri total sau parţial pe piesă (fig. 1.).

2. *Repetarea în prelucrare.* Dacă se efectuează în una şi aceeaşi poziţie diferite operaţii (găurire, filetare, adîncire etc.), atunci, în funcţie de repetările logice ale poziţiei, aceasta se va utiliza de mai multe ori, sau se va programa în mod repetat schimbarea sculelor.

Toate datele referitoare la procesele care se repetă la prelucrarea unei piese pe maşini cu comandă numerică sînt prelucrate în mod asemănător de către programator. Pe banda perforată va apărea înregistrat la distanţe determinate acelaşi volum de informaţii. Aceste repetări fac ca erorile să se producă mai frecvent şi să crească costul programării manuale.

De menţionat că timpul de programare este dependent de complexitatea pieselor, depăşind uneori timpul necesar prelucrării pe maşini-unelte fără comandă numerică.

Pentru comanda numerică de poziţionare, folosită în cazul operaţiilor de găurire, alezare, filetare etc. se recomandă să nu se recurgă la folosirea maşinilor electronice de calcul pentru programare. La o analiză mai atentă a problemei se poate constata că aceste limitări sînt determinate în esenţă de gradul de complexitate al pieselor. Deşi volumul informaţiilor din program este relativ mic, de la un anumit nivel este necesar să se recurgă la programarea automată şi cazul comenzii numerice de poziţionare, obţinîndu-se o economie substanţială de muncă şi timp în etapa de pregătire tehnologică a producţiei.

Programarea automată şi optimizarea procesului de prelucrare depind, în mare măsură, de posibilitatea de a transfera toate specificaţiile referitoare la piesa de executat, şi de parametrii caracteristici prelucrării în calculator, în aşa fel încît acesta să poată da uşor rezoluţii logice. Pînă în prezent s-a reuşit să se determine, cu ajutorul calculatoarelor, adîncimea de aşchiere a trecerilor la copiere, adaosurile de prelucrare necesare operaţiilor de degroşare şi finisare şi să se stabilească regimurile optime de aşchiere pentru fiecare trecere. În ceea ce priveşte stabilirea succesiunii fazelor de prelucrare cu ajutorul maşinilor electronice de calcul, rezultatele sînt mai puţin concludente, dat fiind complexitatea problemei. La programare, stabilirea operaţiilor şi fazelor de prelucrare este la latitudinea programatorului. În funcţie de configuraţia şi complexitatea piesei şi rutina programatorului, programul întocmit conform deciziilor sale tehnice rareori va conţine soluţiile optime ale problemelor tehnologice.

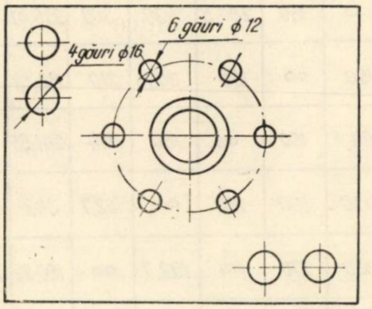


Fig. 1

Legat de necesitatea automatizării stabilirii succesiunii operaţiilor ciclului de lucru şi optimizării programării pentru maşinile de găurit cu comandă numerică, în lucrarea de faţă se propune rezolvarea problemei prin metoda drumului minim.

La elaborarea acestei metode în vederea alegerii şi folosirii algoritmului de calcul necesar soluţionării problemei, s-a luat în considerare criteriul drumului optim. Se consideră cazul cel mai general în care vor trebui să fie prelucrate „n" găuri ce necesită „n" scule. Conform acestui criteriu va exista un drum optim care va conţine toate cele „n" puncte prin care se va trece o singură dată. Succesiunea fazelor de lucru va fi dată de succesiunea drumurilor elementare ce compun drumul optim.

Din punct de vedere matematic, problema tehnologică enunţată, mai sus, este o problemă de optimizare (o problemă de minimizare).

Înainte de tratarea metodei de rezolvare trebuie făcute unele precizări referitoare la sistemul de coordonate folosit şi modul în care se va face poziţionarea piesei pe masa maşinii-unelte.

a) Se consideră sistemul de coordonate, sistemul recomandat de ISO [1], creat în scopul simplificării programării şi facilitării interschimbabilităţii datelor înregistrate la programare. Planul definit de axele OX şi OY (fig. 2) va fi planul de referinţă în care se vor găsi, pentru simplificare, toate punctele în care sculele vor fi poziţionate succesiv.

b) Poziţionarea piesei în sistemul de referinţă stabilit va fi prima etapă ce trebuie parcursă la alegerea succesiunii optime a fazelor de prelucrare. Acest lucru este absolut necesar, în primul rînd, deoarece pentru fiecare poziţie a piesei în raport cu axele OX, OY va exista o succesiune optimă ; în al doilea rînd, în funcţie de poziţia stabilită a piesei, determinarea distanţelor dintre punctele P_i, P_j va putea fi efectuată în mod precis, aceste distanţe fiind mărimi de intrare pentru algoritmul problemei ; în al treilea rînd, pentru ca relaţia matematică, cu programul numeric stabilit, să fie valabilă.

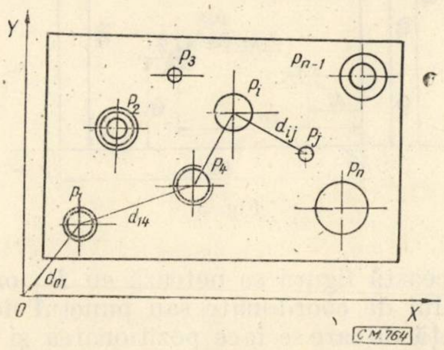


Fig. 2

Un alt aspect de care trebuie ţinut seamă este deplasarea punctului de zero. Deplasarea punctului de zero este funcţie de sistemul de măsurare [2].

Dacă la maşina-unealtă cu comandă numerică nu este posibilă deplasarea punctului de zero, atunci poziţia piesei în sistemul de coordonate va fi perfect determinată în raport cu axele unei găuri alese arbitrar. Dacă punctul de zero poate fi deplasat pe întreg domeniul de măsurare, este recomandabil ca acesta să coincidă cu unul dintre punctele în care se face prelucrarea.

Se consideră cazul general, deplasarea punctului de zero neputîndu-se efectua (fig. 2). În mod empiric există tendinţa de a determina distanţele dintre punctele $P_1 \div P_n'$, notate cu d_{ij}, unde $i = 1,2 \ldots n$, $j = 1,2, \ldots n$ şi a se calcula minimul sumei tuturor combinaţiilor posibile ale distanţelor dintre punctele $P_1 \div P_n'$, avînd în vedere că pentru $i = j$, $d_{ij} = 0$.

Deoarece există un număr de C_n^2 distanțe, rezultă că această metodă nu este indicată. De exemplu, pentru $n = 10$ vor fi $C_{10}^2 = 45$ distanțe nenule, iar numărul posibil de circuite va fi 10!. Este evident că alegerea dintr-un număr egal cu $10! = 3\,.\,628.800$, a variantei optime este o problemă laborioasă chiar și pentru un calculator electronic numeric.

Prin aplicarea metodei propuse, numărul calculelor se reduce simțitor, soluția optimă putînd fi găsită fără efort și printr-un calcul manual.

Rezolvarea problemei prin metoda drumului minim constă în aplicarea algoritmului lui Little [3] și reiese din următorul exemplu.

Piesa supusă prelucrării este reprezentată în figura 3.

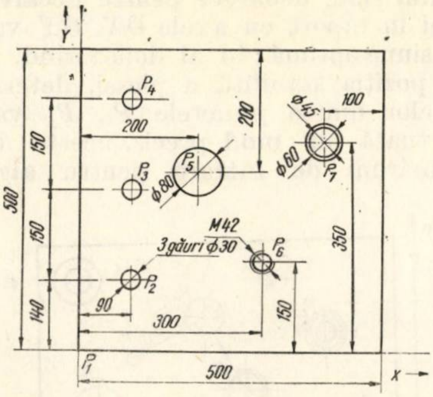


Fig. 3

Pe această figură se notează cu P_1 originea sistemului de coordonate sau punctul de referință față de care se face poziționarea și prereglarea sistemului de scule folosit; cu $P_2 \div P_7$ centrele găurilor ce vor fi prelucrate sau pozițiile în care se vor găsi sculele respective în momentul prelucrării.

Se determină distanțele d_{ij} ținînd seamă de poziția piesei în sistemul de coordonate al mașinii-unelte. Cu aceste distanțe d_{ij} se întocmește matricea distanțelor mutuale d_{ij} dintre punctele P_i, unde $i = 1 \div 7$, în exemplul considerat matricea A.

Se stabilesc perechile de puncte care sînt impuse. Este cazul pieselor care au grupări de găuri cu aceleași caracteristici, pentru care în mod logic nu este necesară schimbarea sculei. Conform figurii 3, în punctele P_2, P_3, P_4 se va efectua prelucrarea cu același burghiu. Deci, succesiunea de prelucrare va fi evident $P_2 \rightarrow P_3 \rightarrow P_4$, impusă de folosirea aceleiași scule.

Conform algoritmului, din nodul inițial Ω care conține toate permutările posibile ale numerelor $1 \div 7$, se ramifică nodul (2,3), iar din acesta nodul (3,4) (fig. 4). A ramifica din acest nod înseamnă a crea două noi noduri notate cu (i, j) și $\overline{(i, j)}$. Nodul (i, j) reprezintă mulțimea permutărilor din Ω, care conține perechea de numere (i, j), nodul $\overline{(i, j)}$ reprezintă mulțimea permutărilor din Ω care nu conține această pereche.

	1	2	3	4	5	6	7
1	∞	150	284,5	430	360	335,41	530
2	150	∞	150	300	210	212,13	386
3	284,6	150	∞	150	114	241,86	320
4	430	300	150	∞	162,7	342	317,8
5	360	210	114	162,7	∞	180,27	206,1
6	335,41	212,13	241,86	342	180,27	∞	223,6
7	530	386	320	317,8	206,1	223,6	∞

Matricea A

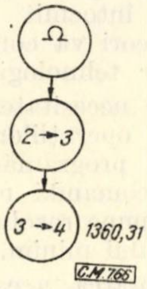
Procesul de ramificare se continuă similar din acel nod notat cu X, a cărui margine inferioară $W(X)$ este minimă. Considerînd că prin ramificare din X au rezultat nodurile Y și $\overline{Y}$, marginile inferioare care semnifică distanțe atașate acestora se vor calcula după cum urmează.

Marginea inferioară atașată nodului $\overline{Y}$ va fi:

$$W(\overline{Y}) = W\,\overline{(k,l)} = W(X) + \theta(k,l)$$

unde $\theta(k, l) = \max\ \theta_{i,j}$, iar θ_{ij} este egal cu cel mai mic element de pe linia „i”, diferit de d_{ij} plus cel mai mic element de pe coloana „j”, diferit de d_{ij}.

Fig. 4



Marginea inferioară atașată nodului Y va fi calculată după efectuarea următoarelor operații:

a) — se taie din matricea $D(X)$ linia „k” și coloana „1”. Operația se justifică prin faptul că o dată aleasă perechea $(k, 1)$ nu mai este nevoie de linia „k” și coloana „l”, întrucît în fiecare succesiune nu intră decît un singur element dintr-o linie și coloană;

b) — se înlocuiesc cu ∞ toate elementele din $D(X)$ care fac posibilă formarea de subcircuite;

c) — se reduce matricea astfel obţinută rezultînd o nouă matrice C(Y) şi se calculează h(Y), suma constantelor de reducere ;

$$h\,(\mathrm{Y}) = \sum_{i=1}^{n} \min_{1\leqslant j\leqslant n} d_{ij} + \sum_{j=1}^{n} \min_{1\leqslant j\leqslant n} (d_{ij} - \min_{1\leqslant j\leqslant n} d_{ij}).$$

Marginea inferioară ataşată nodului Y va fi :

$$W\,(\mathrm{Y}) = W(k,l) = W\,(X) + h\,(\mathrm{Y})$$

Deci, pentru determinarea marginii inferioare a nodului (3 → 4) se taie în matricea A liniile 2 şi 3 şi coloanele 3 şi 4. Se obţine matricea B.

	1	2	5	6	7	
1	∞	150	360	335,41	530	-150
4	430	∞ ~~380~~	162,7	342	317,8	-162,7
5	360	210	∞	180,27	206,1	-180,27
6	335,41	212,13	180,27	∞	223,6	-180,27
7	530	386	206,1	223,6	∞	-206,1
						879,34

Matricea B

În matricea B se alocă elementului d_{42} valoarea ∞, pentru a elimina posibilitatea formării unui subcircuit de forma $P_2 - P_3 \to \to P_4 \to P_2$, adică pentru a se evita reîntoarcerea din P_4 în P_2. Matricea B se reduce după regula specificată în descrierea algoritmului. Operaţia constă în a scădea de pe linii şi de pe coloane valorile d_{ij} cele mai mici, pentru a se obţine cel puţin cîte un zero în fiecare linie şi în fiecare coloană. Astfel, după efectuarea operaţiei de scădere după linii din matricea B se obţine matricea C. După scăderea pe coloanele 1 şi 7 ale matricei C se obţine matricea D care conţine atît pe linii cît şi pe coloane cel puţin cîte un zero. Se calculează suma constantelor de reducere pe linii şi coloane (h) :

$$h_D = (150 + 162{,}7 + 180{,}27 + 180{,}27 + \\ + 206{,}1) + (155{,}14 + 25{,}83)$$

$$h_D = 1060{,}31.$$

Rezultă $W\ (3 \to 4) = \mathrm{d} + h_D = 300 + + 1060{,}31 = 1360{,}31$, unde $d = d_{23} + d_{34} = = 300$, reprezintă distanţa circuitului impus $P_2 \div P_4$.

Din nodul (3 → 4) se vor ramifica două noduri. Se calculează fiecare zero al matricei D elementul θ_{ij} şi se alege pentru următorul nod de ramificare acel nod care are valoarea θ_{ij} cea mai mare. În exemplu, $\theta_{12} = 185{,}41 + 29{,}73 = 215{,}14$; $\theta_{45} = 112{,}16 + 0 = 112{,}16$; $\theta_{56} = 0 + 17{,}5 = 17{,}5$ etc. Valorile θ_{ij} sînt înscrise în matrice într-un cerc. Deoarece valoarea cea mai mare a lui θ_{ij} este θ_{12}, noile noduri sînt $(\overline{1 \to 2})$ şi (1 → 2), după cum reiese, şi din figura 5.

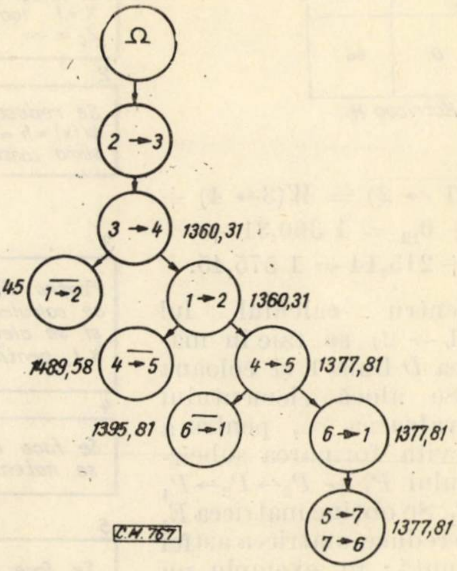


Fig. 5

	1	2	5	6	7
1	∞	0	210	185,41	380
4	267,3	∞	0	179,3	155,3
5	179,73	29,73	∞	0	25,83
6	155,14	31,86	0	∞	43,33
7	323,9	179,9	0	17,5	∞
	-155,14				-25,83 =180,97

Matricea C

	1	2	5	6	7
1	∞	0 (215,14)	210	185,41	354,17
4	112,16	∞	0 (112,16)	179,3	129,27
5	24,59	29,73	∞	0 (17,5)	0 (18,5)
6	0 (24,59)	31,86	0 (0)	∞	18,5
7	168,76	179,9	0 (17,5)	17,5	∞

Matricea D

	1	5	6	7
4	∞ ~~112,16~~	0 (129,27)	179,3	129,27
5	24,59	∞	0 (17,5)	0 (18,5)
6	0 (24,59)	0 (0)	∞	18,5
7	168,76	0 (17,5)	17,5	∞

Matricea E

Pentru ramificarea următoare din nodul $\overline{(1\to 2)}$ sau $(1\to 2)$ se calculează marginile inferioare corespunzătoare.

$$\begin{array}{c|c|c|c|c} & 1 & 6 & 7 & \\ \hline 5 & \begin{matrix}\infty\\ \cancel{24,65}\end{matrix} & 0 & 0 & \\ \hline 6 & 0 & \infty & 18,5 & \\ \hline 7 & 168,76 & 17,5 & \infty & -17,5 \end{array}$$

Matricea F

$$\begin{array}{c|c|c|c} & 1 & 6 & 7 \\ \hline 5 & \infty & 0\ \enclose{circle}{0} & 0\ \enclose{circle}{18,5} \\ \hline 6 & 0\ \enclose{circle}{169,76} & \infty & 18,5 \\ \hline 7 & 151,26 & 0\ \enclose{circle}{151,26} & \infty \end{array}$$

Matricea G

$$\begin{array}{c|c|c} & 6 & 7 \\ \hline 5 & \begin{matrix}\infty\\ \cancel{0}\end{matrix} & 0 \\ \hline 7 & 0 & \infty \end{array}$$

Matricea H

$W\overline{(1\to 2)} = W(3\to 4) + \theta_{12} = 1\,360{,}31 + 215{,}14 = 1\,575{,}45.$

Pentru calculul lui $W(1\to 2)$ se taie în matricea D linia 1 și coloana 2. Se alocă elementului d_{41} valoarea ∞, pentru a se evita formarea subcircuitului $P_1\to P_2\to P_3\to P_4\to P_1$. Se obține matricea E.

Se reduce matricea astfel obținută; în exemplu nu este cazul deoarece matricea E are cel puțin cîte un zero în fiecare linie și coloană. Se obține $W(1\to 2) = W(3\to 3) + h_E = 1360{,}31 + 0 = 1360{,}31$.

Din nodurile astfel create se alege pentru următoarea ramificare nodul care are marginea cea mai mică, și anume nodul $(1\to 2)$.

În mod analog de la acest nod se vor obține conform procedurii descrise mai sus nodurile $\overline{(4\to 5)}$ și $(4\to 5)$. Se calculează maginile inferioare pentru aceste noduri:

$\overline{W(4\to 5)} = W(1\to 2) + \theta_{54} = 1360{,}31 + 129{,}27 = 1489{,}58.$

În matricea E se taie linia 4 și coloana 5, se alocă elementului d_{51} valoarea ∞ pentru a evita formarea subcircuitului $P_1\to P_2\to P_3\to P_4\to P_5\to P_1$. Se obține matricea F.

Se reduce matricea F și se calculează suma constantelor de reducere h_F. Rezultă $W(4\to 5) = W(1\to 2) + h_F = 1360{,}31 + 17{,}5 = 1377{,}81$.

Din nodul $\overline{(4\to 5)}$ se ramifică nodurile $\overline{(6\to 1)}$ și $(6\to 1)$. Marginile acestor noduri se calculează prin reducerea matricei G obținută din matricea F prin tăierea liniei 6 și coloanei 1 și înlocuirea lui d_{56} cu valoarea ∞.

$W\overline{(6\to 1)} = W(4\to 5) + \theta_{61} = 1377{,}81 + 17{,}5 = 1395{,}31,$

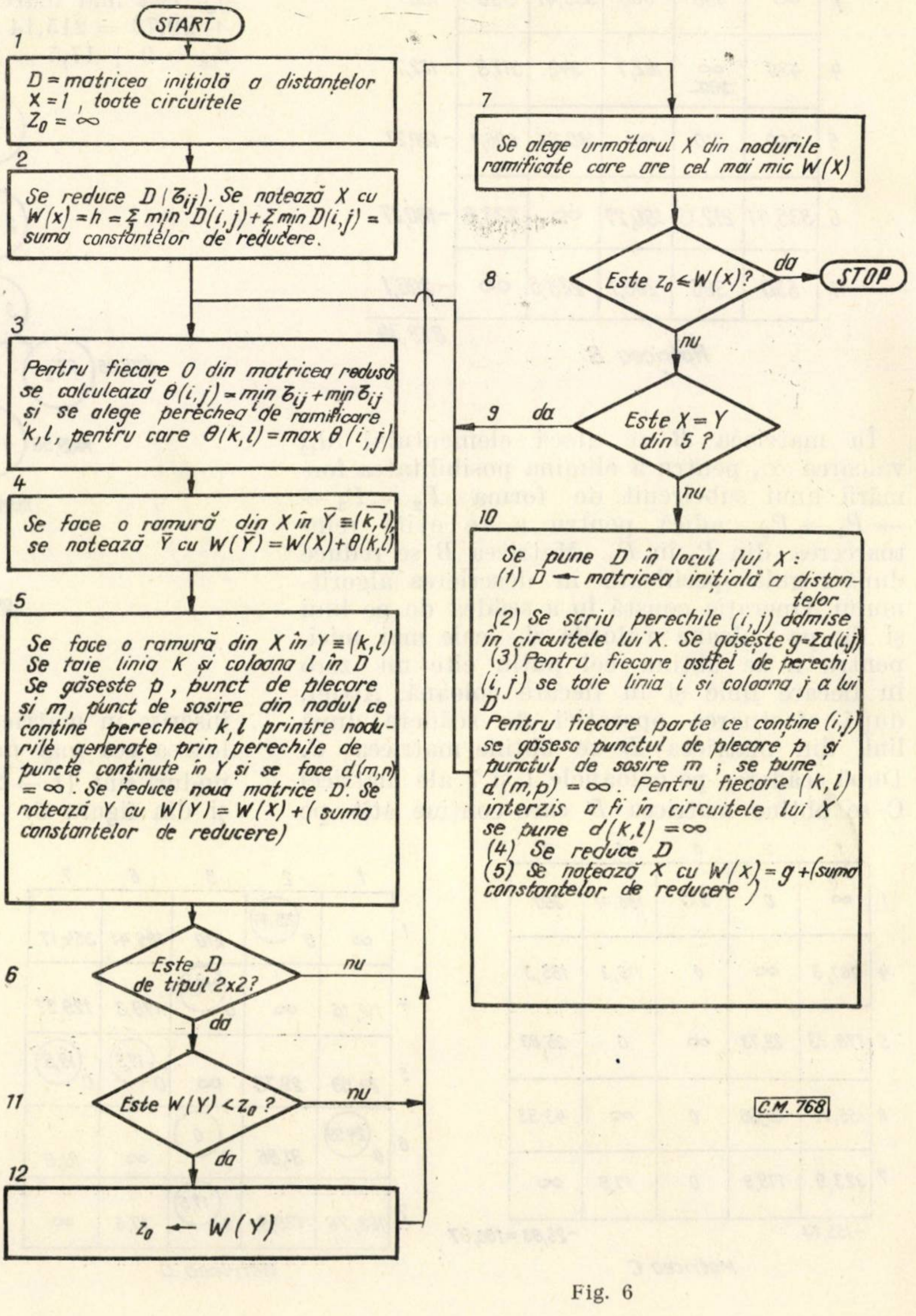

START
1
D = matricea inițială a distanțelor
X = 1, toate circuitele
Z₀ = ∞
2
Se reduce D (δij). Se notează X cu W(x) = h = Σ min D(i,j) + Σ min D(i,j) = suma constantelor de reducere.
3
Pentru fiecare 0 din matricea redusă se calculează θ(i,j) = min δij + min δij și se alege perechea de ramificare k,l, pentru care θ(k,l) = max θ(i,j)
4
Se face o ramură din X în Ȳ ≡ (k,l), se notează Ȳ cu W(Ȳ) = W(X) + θ(k,l)
5
Se face o ramură din X în Y ≡ (k,l)
Se taie linia K și coloana l în D
Se găsește p, punct de plecare și m, punct de sosire din nodul ce conține perechea k,l printre nodurile generate prin perechile de puncte conținute în Y și se face d(m,n) = ∞. Se reduce noua matrice D'. Se notează Y cu W(Y) = W(X) + (suma constantelor de reducere)
6
Este D de tipul 2x2?
nu
da
11
Este W(Y) < z₀ ?
nu
da
12
z₀ ← W(Y)
7
Se alege următorul X din nodurile ramificate care are cel mai mic W(X)
8
Este z₀ ≤ W(x)?
da
STOP
nu
9
da
Este X = Y din 5 ?
nu
10
Se pune D în locul lui X:
(1) D ← matricea inițială a distanțelor
(2) Se scriu perechile (i,j) admise în circuitele lui X. Se găsește g = Σd(i,j)
(3) Pentru fiecare astfel de perechi (i,j) se taie linia i și coloana j a lui D
Pentru fiecare parte ce conține (i,j) se găsesc punctul de plecare p și punctul de sosire m ; se pune d(m,p) = ∞. Pentru fiecare (k,l) interzis a fi în circuitele lui X se pune d(k,l) = ∞
(4) Se reduce D
(5) Se notează X cu W(x) = g + (suma constantelor de reducere)
C.M. 768

Fig. 6

și $W(6 \to 1) = W(4 \to 5) + h_G = 1377{,}81 + 0 = 1377{,}81$.

Se ajunge în final la o matrice H de tip (2×2) care are drept elemente pe 0 și ∞. Aceasta înseamnă că avem numai două perechi de puncte care sînt optime, și anume: $(5 \to 7)$ și $(7 \to 6)$, deoarece celelalte perechi $\overline{(5 \to 7)}$ și $\overline{(7 \to 6)}$ sînt nerentabile avînd marginea inferioară ∞.

Se observă că aceste ultime două perechi de puncte $(5 \to 7)$ și $(7 \to 6)$ închid un circuit $P_1 \to P_2 \to P_3 \to P_4 \to P_5 \to P_7 \to P_6 \to P_1$ (fig. 5).

Acest circuit închis măsoară 1377,81 mm, reprezentînd cel mai scurt traseu al punctelor $P_1 \div P_7$ conform algoritmului lui Little.

În concluzie, la întocmirea programului se parcurg următoarele etape:

1) se poziționează piesa în sistemul de coordonate;

2) se determină distanțele d_{ij} dintre punctele $P_1 \div P_r$, ținînd cont de cotele înscrise pe desen;

3) se întocmește matricea de tipul $(n\,x\,n)$;

4) se aplică algoritmul lui Little, rezultînd succesiunea de prelucrare.

Algoritmul permite programarea problemei și rezolvarea ei fie manual, fie cu ajutorul calculatorului numeric. În figura 6 este prezentată schema logică a algoritmului pentru rezolvarea problemei pe calculator. Schema conține 12 pași, care conduc calculul iterativ pînă la soluția finală. Timpul de rezolvare a problemei pe calculator funcție de complexitatea piesei este foarte scurt, circa $2 \div 4$ min.

Avantajul algoritmului lui Little este evident, obținîndu-se ordinea succesiunii punctelor în care urmează să se efectueze prelucrarea în condițiile inițiale impuse. Algoritmul conduce la rezultate satisfăcătoare și în cazurile frecvent întîlnite în prelucrarea pieselor cînd pentru aceeași piesă există un număr de găuri cu același diametru. În acest caz, vor diferi condițiile inițiale. Pentru prelucrarea piesei din figura 1 se va impune inițial ca să existe o succesiune în funcție de numărul minim de schimbări ale sculelor. În acest caz, nu se va mai obține drumul minim, dar va rezulta drumul optim corespunzător, pentru care nu este impusă schimbarea frecventă a sculelor. Bineînțeles condițiile inițial impuse se vor alege în funcție de avantajele care se vor obține prin programare.

Metoda drumului minim este o metodă generală, ce permite automatizarea procesului de pregătire a programului pentru oricare mașină de găurit cu comandă numerică. Aplicarea ei conduce la exploatarea avantajoasă a acestora.

BIBLIOGRAFIE

[1] I. S. O. Reccomendation. R. 841 — Axis and motion nomenclature for numerically controlled machines.

[2] *Simon W.* — Conducerea numerică a mașinilor-unelte. București, Editura tehnică, 1967.

[3] *Little J. D. C., Murty K. G., Sweerey D. W., Karel C.* — An Algorithm for the Traveling Salesman Problem. Operations Research. vol. 11, nr. 6/1963.

CZ 621.791-52 ; 629.114.4

Unele automatizări ale operației de sudare realizate în fabricația de autocamioane

aut

Ing. Valeriu DOBOȘAN, Nicolae CAȘCAVAL, Rudolf UNGAR și Mihai TELEANU – Uzina de autocamioane – Brașov

Fabricația de autocamioane din țara noastră se poate caracteriza ca o fabricație de serie mare. Numărul mare de ansamble ce intră în componența autocamioanelor ar fi greu de executat fără mecanizarea sau automatizarea corespunzătoare a fabricației.

Creșterea anuală a producției, pe spații ce au rămas aproape constante a impus o trecere treptată a unor operații de sudare manuală la operații semiautomate sau automate [1] [2].

Unele încercări, timide la început, au determinat ulterior o orientare tot mai hotărîtă spre executarea în uzină a unor automate specializate pentru sudarea diferitelor piese. Sugestiv fiind pentru evoluția acestor construcții, sudarea roților de rulare, această parte va fi prezentată mai amănunțit.

Îndreptarea atenției cu prioritate înspre sudarea roților apare normală, avîndu-se în vedere numărul de 7 ansamble ce echipează un autocamion. Acestea reprezintă un volum important din totalul de manoperă de sudură al autocamionului.

Automatizarea la roți a fost introdusă treptat, iar figura 1 reprezintă un ansamblu caracteristic. Acesta se compune din geanta *1* cu profil laminat și discul *2* realizat prin ambutisare, cu 4 spițe. Ambele elemente sînt din materiale bine sudabile. Îmbinarea se realizează prin 4 cusături exterioare și 4 interioare față de roată.

Rosturile pentru dispunerea acestor cusături rezultă din configuraţia pieselor. La exterior, racordul lin dintre disc şi geantă formează un rost îngust în formă de V, progresiv ascuţit

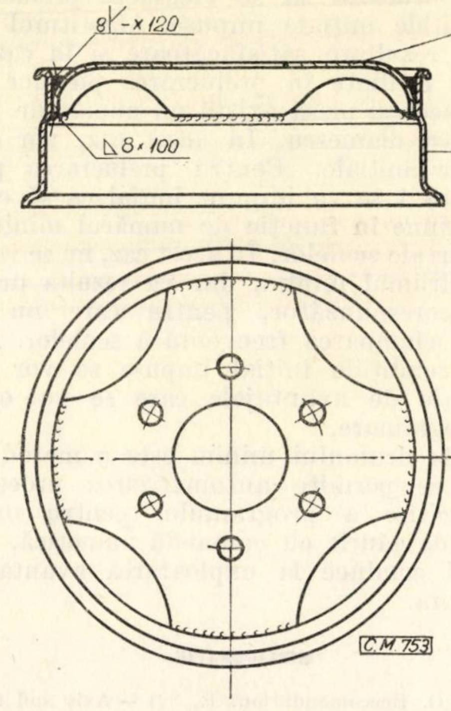


Fig. 1

înspre rădăcină. La interior îmbinarea se apropie de cea a uneia de colţ.

Mult timp această asamblare s-a făcut prin sudare manuală, cu electrod învelit. Înălţimea prescrisă a cusăturii a determinat depunerea a două straturi. Curăţarea zgurei (la cusătura exterioară, datorită formei rostului, posibilă numai cu ciocanul pneumatic), volumul mare de manoperă, condiţiile grele de muncă şi în special neuniformitatea cusăturii au prezentat motive ce pledau în plus pentru găsirea unei noi soluţii.

Aceste dificultăţi ne-au orientat atenţia spre sudarea în mediu de CO_2, la care această operaţie nu mai este necesară. Încercările au arătat că procedeul este mai puţin sensibil faţă de oxizii şi uleiul de pe piese. S-a putut realiza şi înălţimea cusăturii printr-o singură trecere.

Pentru asigurarea producţiei zilnice prin acest procedeu, au rezultat necesare la momentul respectiv 3 semiautomate. În figura 2 se prezintă semiautomatul realizat în uzină pentru sudarea cusăturilor exterioare.

Pe un suport din profile este aşezat un reductor de viteză pentru antrenarea sîrmei. Schimbarea vitezei se face prin roţi de schimb. Antrenarea lui se face cu un motor trifazat de 150 W. Necesitatea de a suda mereu la acelaşi dispozitiv a permis realizarea cablului de aducere a sîrmei şi curentului doar de 1,5 m lungime. Cablul a fost realizat dintr-un tub flexibil.

Pistolul de sudură s-a realizat dintr-o ţeavă curbată de cupru peste care s-a tras o bucată de furtun pentru izolare. Piesa de contact este înşurubată la capătul ţevii. Ajutajul pentru suflarea gazului (ţeavă de Cu) s-a montat concentric peste aceasta. Un buton montat pe mîner permite comanda avansului sîrmei şi admisia gazului.

Instalaţia electrică este montată în interiorul suportului. Sîrma este preluată direct din colac. S-a lucrat cu sîrmă ⌀ 1,6 mm.

Drept sursă de curent s-a utilizat un generator GES 500 la care s-a modificat caracteristica prin deplasarea periilor [3].

Condiţiile de exploatare în fabricaţia de serie a roţilor, caracterizează prin mînă de lucru de calificare redusă, manipularea brutală, întreţinere slabă, ritm de producţie deosebit de intens, lucru fără oprire în 3 schimburi pe zi, au pus la grea încercare utilajele realizate. Cele mai multe neajunsuri s-au ivit din înfundarea tubului flexibil, datorită murdăriei de pe sîrmă şi exfolierii cuprului de pe ea. Uzura tubului şi a părţii curbe a pistolului s-au dovedit deosebit de mari. Cel mai mare neajuns însă îl constituia faptul că sudorii cu timpul au prins dexteritate, realizînd cusături de înălţime insuficientă prin înaintare cu viteză mare. Datorită formei particulare a rostului, un control nedistructiv în această direcţie nu a fost posibil de făcut.

Bilanţul făcut după un an de aplicare, a scos în evidenţă necesitatea limitării vitezei respectiv introducerea sudării automate. Fiind

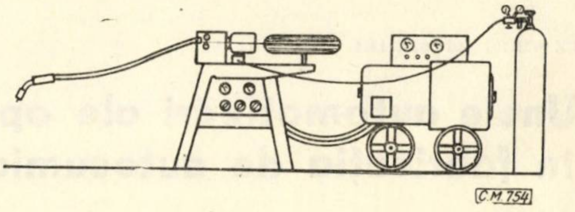


Fig. 2

de sudat piese similare cu variaţii mici de diametru de la un tip de roată la altul, ideea unor automate cu viteză constantă a apărut abordabilă. Unele încercări anterioare, legate de stabilirea posibilităţii amorsării sigure a arcului de sudură, au condus la soluţia de a se realiza simultan cusăturile la două spiţe.

Din aceste considerente au rezultat primele automate specializate construite în uzină (fig. 3). În prima etapă s-a căutat a se rezolva cusătura exterioară. Cele două automate realizate au înlocuit 4 automate obişnuite.

Ele au fost concepute pentru intercalarea lor într-un flux continuu de fabricaţie. Piesele intră pe o cale cu role în automat şi ies pe partea opusă. Piesa este orientată şi ridicată spre capetele de sudare prin intermediul unui sistem cilindru-piston pneumatic, dipus în interiorul batiului. Pistonul formează şi axul de rotire. Contactul la piesă s-a rezolvat prin intermediul lagărului superior la acest ax, supradimensionat în acest scop. Batiul conţine şi instalaţia electrică.

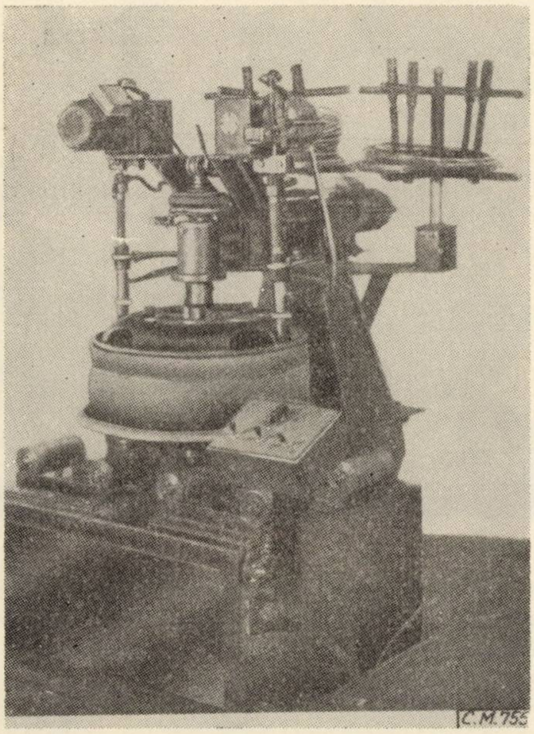


Fig. 3

Pe coloana prinsă în spatele batiului, pe două console se află cîte un reductor pentru antrenarea sîrmei, cu capul de sudură respectiv. Capul este răcit cu apă. Între cele două console este cuprins sistemul de antrenare pentru rotirea piesei. El este compus dintr-un ax vertical aşezat deasupra celui de ridicare. Piesa de sudat este împinsă la ridicare înspre acest ax al cărui capăt inferior o orientează şi o antrenează. Axul este rotit prin intermediul unei curele trapezoidale de un al treilea reductor. Decuplarea antrenării în scopul orientării poziţiei spiţei faţă de sîrma-electrod s-a făcut printr-un ambreiaj. Un microîntrerupător dispus la partea inferioară a ambreiajului permite întreruperea procesului de sudare după terminarea unei anumite lungimi de cusătură.

Suporţii pentru sîrmă sînt dispuşi în spatele coloanei. S-a menţinut sistemul de preluare a sîrmei direct din colac. Diametrul sîrmei = = 2 mm.

Ciclul de sudare al unei roţi este următorul: tragerea roţii de pe calea cu role pe sistemul de ridicare, ridicarea roţii spre capetele de sudare, debreiere şi orientarea spiţei faţă de sîrmele electrod, pornirea rotirii şi conectarea excitaţiei-pornirea sistemului de avans al sîrmelor electrod, admisia gazului şi amorsarea procesului de sudare, — sudarea — oprirea rotirii şi avansului sîrmei, oprirea excitaţiei, a gazului — decuplarea rotirii şi mutarea în poziţia următoare pentru sudarea celorlalte două spiţe, după care roata este coborîtă şi eliminată.

Fiecare cap de sudură este alimentat separat de la cîte un convertizor de 500 A. Comanda ciclului se face de la panoul de comandă dispus în dreapta batiului. Ridicarea şi coborîrea piesei se face prin acţionarea unui robinet cu două căi. Alimentarea cu bioxid de carbon s-a făcut de la acelaşi tub. Ulterior, o dată cu creşterea numărului de automate, s-a trecut la alimentarea centralizată de la o staţie. Ea este compusă din două baterii de tuburi ce lucrează alternativ pentru a evita îngheţarea.

Timpul efectiv pentru sudarea unei roţi a rezultat de 52 s. Comportarea automatului în exploatare a fost mulţumitoare. Amorsarea simultană a celor două arce electrice, precum şi sudarea simultană cu cele două sîrme nu au produs dificultăţi. Ambreiajul era necesar deoarece orientarea spiţei se putea face bine prin patinarea curelei. Electrovalva pentru comanda alimentării cu gaz nu a rezistat ritmului de acţionări. Desele defecţiuni au dus pînă la urmă la înlocuirea ei printr-un robinet cuplat în paralel cu cel de acţionare a ridicării. Soluţia a dus la un consum puţin mai ridicat de bioxid de carbon însă s-a prezentat deosebit de sigură pentru condiţiile dure de exploatare. Ajutajul pentru suflarea bioxidului de carbon, dispus în jurul diuzei de contact la sîrmă, se înfunda des prin depunerea stropilor. Timpul necesar pentru curăţire reprezenta discontinuităţi în fabricaţie. Opriri destul de dese se produceau şi datorită încurcării sîrmei în colac.

Contactul la piesă prin intermediul bucşei prezenta o soluţie bună cît timp nu avea joc. Radiaţiile intense produse de cele două arce au impus luarea de măsuri de protecţie.

Seria celor 3 noi automate realizate pentru sudarea cusăturilor interioare a fost concepută, ţinînd cont de aceste rezultate (fig. 4). Pe baza unei noi serii de încercări s-a trecut la sudarea simultan cu 4 sîrme electrod. Intrarea ansamblului de antrenare a sîrmei în adîncul roţii a impus crearea unui tip nou de cap la care cele 4 sisteme de role pentru avansul sîrmei sînt antrenate de la o singură unitate. Tot din cauza accesului în interiorul roţii, antrenarea rotirii a trebuit să fie mutată în batiu. A fost perfecţionat sistemul pneumatic de ridicare şi coborîre a piesei şi contactul electric la piesă. Ansamblul capului de sudat s-a montat pe role, putînd fi deplasat în lungul unei grinzi aşezată pe cele două coloane laterale. Pe această grindă este dispus şi un al doilea cap de rezervă.

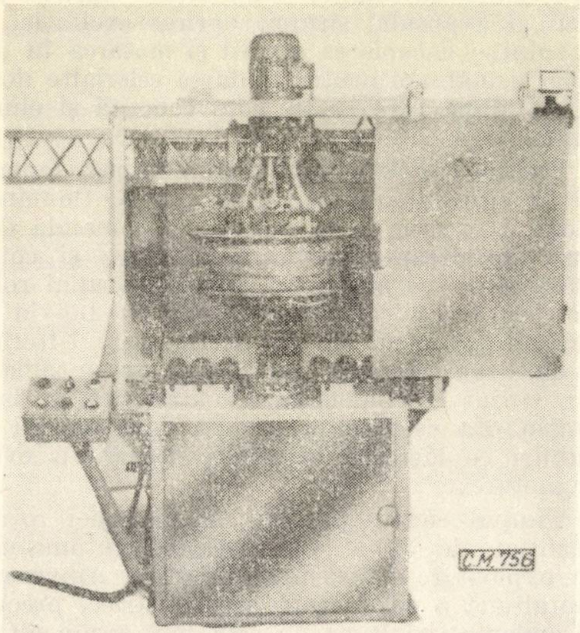


Fig. 4

S-a trecut pe alimentarea cu sîrmă înfăşurată pe tambur. Tamburii au fost aşezaţi pe o grindă, în ciorchină, cîte 4 buc. deasupra automatelor. Pentru evitarea radiaţiilor, întregul automat este închis cu panouri puse pe balamale. Panoul din faţă este glisant.

Sistemul de suflare cu bioxid de carbon a fost simplificat sub forma unei ţevi curbate, dispusă lateral faţă de contact.

Din practica aplicării noilor automate au rezultat noi necesităţi de perfecţionare şi în primul rînd al izolaţiilor. Rezolvarea lor pe parcurs a dus la o sensibilă reducere a intervalelor de oprire. Graţie acestor preocupări, în prezent, întregul volum de sudură la roţile de autocamion este automatizat. Ca efect economic se consideră suficient a se da o singură cifră : economii de peste un milion lei după primul an de aplicare a automatelor pentru cusăturile exterioare.

În continuare se prezintă pe scurt alte automatizări ale procesului de sudare aplicate la elemente din componenţa autocamionului. În figura 5 se poate observa un automat de sudat sub flux a butucilor roţilor. Este o cusătură de colţ, circulară. Concepţia constructivă a automatului se bazează pe un sistem de lucru cu două posturi. În timp ce o piesă este sudată, se descarcă piesa din postul al doilea şi se pregăteşte una nouă pentru sudură.

Se sudează cu un singur cap dispus pe o grindă orizontală. Capul este deplasabil în lungul grinzii şi blocabil deasupra fiecărui post de sudură. În interiorul batiului este dispus sistemul de rotire. Transmisia la fiecare post se face prin cîte o cursă trapezoidală. Posturile sînt dispuse cu axul înclinat pentru a obţine poziţia de baie a cusăturii.

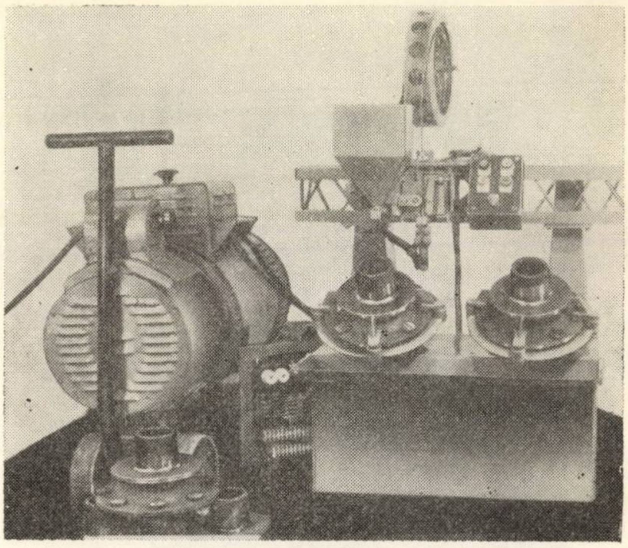


Fig. 5

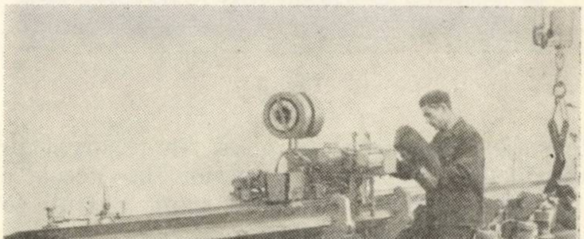


Fig. 6

Figura 6a reprezintă un automat pentru sudarea în mediu de CO_2, cu două capete, cusături întrerupte dispuse în zig-zag pe două rînduri. Acest automat a fost realizat pentru sudarea unor întăriri ale lonjeroanelor din componenţa şasiului.

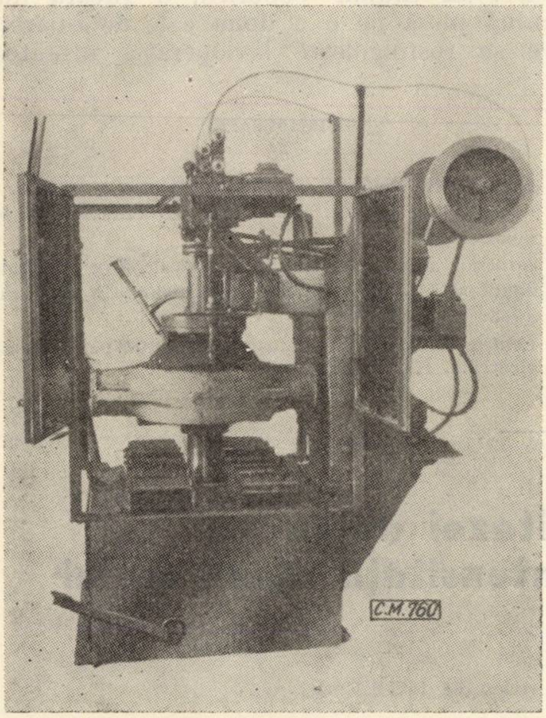


Fig. 7

Întăritura este formată dintr-un cornier de 6 mm grosime, dispus în interiorul profilului (fig. 6 b). Prin dispunerea înclinată a lonjeronului se obţine poziţia de baie pe muchia cornierului. În această poziţie, lonjeronul este prins şi strîns în batiu. Strîngerea a fost necesară pentru obţinerea unei bune suprapuneri a cornierului pe lonjeron. Ea este realizată prin intermediul unor pîrghii acţionate pneumatic. Pe măsura înaintării capetelor de sudură, acestea se desfac automat spre a lăsa cale liberă în vederea realizării cusăturii.

Tractorul înaintează pe o cale de rulare pe partea superioară a batiului. Pe el sînt dispuse în consolă cele două capete de sudură realizate prin intermediul unui tambur. El este format dintr-o ţeavă, dispusă în lungul batiului pe care sînt prinse came. Acestea acţionează pe măsura înaintării tractorului, asupra a două microîntrerupătoare prinse pe acesta. Tamburul are 4 poziţii, deci se pot realiza 4 configuraţii diferite de cusături.

Figura 7 reprezintă un automat pentru sudarea în mediu de CO_2 a capacului diferenţialului. Este o extindere a automatului cu două capete arătat la sudarea exterioară a roţilor. Din punctul de vedere al sudurii problema este interesantă fiind de realizat o cusătură subţire de formă circulară, dispusă între o tablă de 3 mm şi o piesă masivă turnată din oţel.

Necesitatea orientării capacului faţă de carcasă s-a rezolvat printr-un bolţ ce intră într-o gaură a capacului şi o clapetă ce intră în alezajul lateral al carcasei. Printr-o pedală, piesa este ridicată peste nivelul rolelor de pe batiu în scopul acestei orientări. S-a putut astfel renunţa la operaţia de preasamblare ce se executa pe un dispozitiv separat.

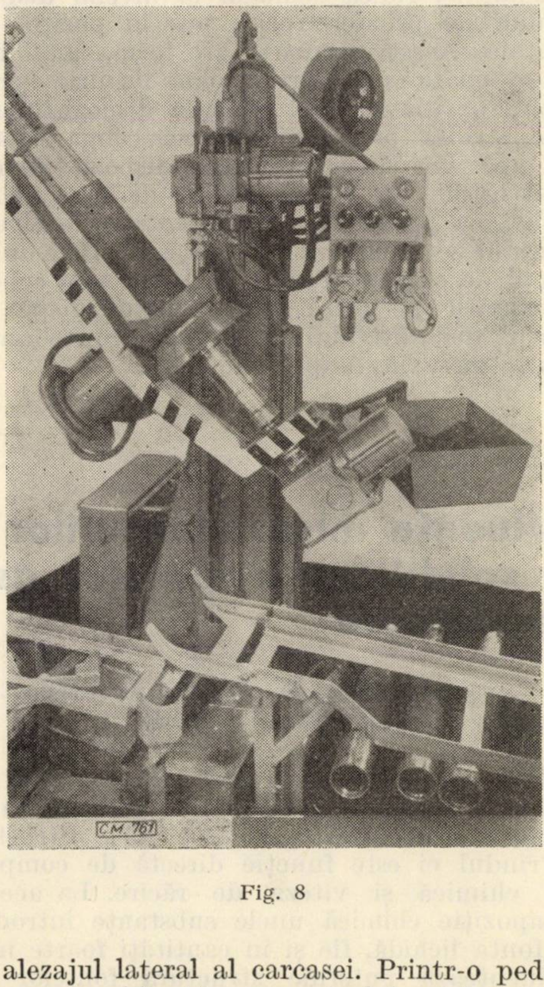


Fig. 8

În figura 8 se prezintă un automat special pentru sudarea sub flux a semiaxelor ce intră în componenţa punţii motoare spate a autocamioanelor. Pe acestea se realizează cusăturile de colţ la cele două buze ale flanşei figura 9. Ţeava are conţinutul de carbon ce ajunge la 0,5%.

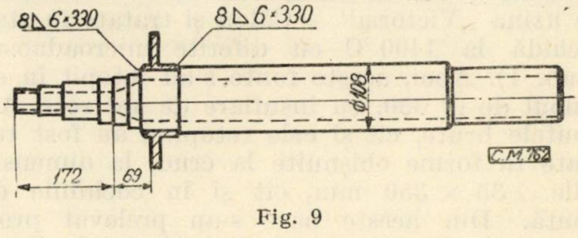


Fig. 9

Automatul este conceput pentru intercalarea într-un flux continuu de fabricaţie. Ţevile intră prin rostogolire pe o cale dispusă în pantă. Prin apăsarea pe o pedală, cîte o ţeavă este admisă pe un sistem de ridicare ce se deplasează în lungul coloanei. Acesta, acţionat pneumatic, ridică semiaxa la nivelul dispozitivului de prindere-rotire pus în poziţia orizontală. Acest dispozitiv are forma unui braţ ce se poate roti într-un plan înclinat spre a obţine poziţia de baie. În acest dispozitiv piesa este strînsă pneumatic la cele două capete. După introducerea piesei, dispozitivul este rotit la 90 °. Se obţine poziţia de baie pentru realizarea primei cusături. Pentru menţinerea fluxului se montează pe flanşă o pîlnie dublă. Capul de sudură montat pe batiu este coborît pneumatic pe piesă. Un reductor dispus pe braţul dispozitivului de prindere-rotire antrenează piesa în timpul sudurii.

După terminarea primei cusături, braţul dispozitivului de prindere — rotire este rebătut cu 180 ° şi se execută a doua cusătură. După terminarea completă a sudurii, braţul este adus din nou în poziţie orizontală. Piesa este preluată automat de dispozitivul de ridicare. În timpul coborîrii, o gheară dublă elimină piesa pe o a doua cale de rulare, pe care se rostolgoleşte la operaţia următoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popovici Vl. Sălăjan T.* : Automatizarea proceselor tehnologice ale sudării. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică 1965.

[2] *Lupescu, I.* ş.a. Sudarea sub strat de flux în baie de zgură şi în medii protectoare. Bucureşti. Ed. tehnică 1968.

[3] *Centea, O., Micloşi, V.* Maşini şi aparate pentru sudarea electrică. Ed. tehnică 1967.

◆

CZ 621.91 ; 669.133 ; 621.746.6

Influenţa microadaosurilor şi a vitezei de răcire la solidificarea fontelor asupra intensităţii uzurii sculei aşchietoare

Ing. Aurel DREUCEAN, Ion SPOREA, Constantin CRISTUINEA, Gheorghe PAULESCU

— Institutul politehnic „Traian Vuia” — Timişoara

Este cunoscut că prelucrabilitatea prin aşchiere a fontelor cenuşii este influenţată de structura acestora [1], [2], [3]. Structura la rîndul ei este funcţie directă de compoziţia chimică şi viteza de răcire. La aceeaşi compoziţie chimică unele substanţe introduse în fonta lichidă, fie şi în cantităţi foarte mici, influenţează puternic structura fontelor [4] şi deci şi proprietăţile mecanice [5], [6]. Aceste proprietăţi se transmit ereditar fontelor la retopire [7], [8].

În lucrare se studiază influenţa microadaosurilor şi a vitezei de răcire la solidificarea fontelor brute şi după retopirea acestora, asupra uzurii sculei la aşchierea pe strung. Fontele brute de turnătorie au fost elaborate la uzina „Victoria” — Călan şi tratate în stare lichidă la 1400 °C cu diferite microadaosuri (tab. 1). Apoi, aceste fonte s-au retopit în cubiloul de ∅ 350, cu insuflare de aer rece. Atît fontele brute, cît şi cele retopite, au fost turnate în forme obişnuite la crud, la dimensiunile ∅ 35 × 350 mm, cît şi în cochiliile din fontă. Din aceste bare s-au prelevat probe pentru determinarea uzurii cuţitului la strunjire.

Pentru determinarea uzurii sculei, s-a aplicat strunjirea cilindrică exterioară longitudinală pe un strung normal S3 cu un cuţit

Tabela 1

Microadaosuri introduse în fonte brute

Nr. crt.	Natura microadaosului şi cantitatea din amestec	Cantitatea introdusă în fonta brută %
1.	Acid boric (H_3BO_3)	0,02
2.	$MgCl_2$ 50 % + SiCa 50 %	0,04
3.	Mg	0,05
4.	Mg	0,10
5.	Mg	0,15
6.	Mg	0,25
7.	Al	0,10
8.	Al	0,15
9.	Al	0,20
10.	Cu 40 % + Al 45 % + Mg 15 %	0,05
11.	Ti	0,04
12.	Prealiaj Zr 8 %	0,05
13.	SiCaMg 12	0,05
14.	FeSiMg 13	0,05
15.	Amestec din numàr curent 10 + 12 + 13 + + 14, cîte 25 %	0,05
16.	Amestec din numàr curent 15 + sodă 50 %	0,05
17.	Amestec din număr curent 12 + Al 35 % + + borax 30 %	0,05
18.	Amestec din număr curent 17 + sodă 30 % + CaC_2 30 %	0,05
19.	Amestec săruri. $CuCl_2$ 30 % + $KClO_3$ 15 % + + $BaCl_2$ 15 % + $CaCl_2$ 15 % + NH_4Cl 15 % + + $ZnCl_2$ + $2H_2O$ 10 %	0,04
20.	Amestec din număr curent 19	0,05
21.	CO 50 % + V 50 %	0,06
22.	Sodă calcinată	0,15

din oţel rapid, marca Rp4, cu geometria: $\gamma = 0°$; $\alpha = 4°$; $\varkappa = 90°$; $\varkappa_1 = 10°$; $\alpha_1 = 5°$; $\lambda = 0°$ şi raza de rotunjire a vîrfului $r = 0,5$ mm. Prevenirea influenţei crustei dure de pe probele turnate s-a făcut prin îndepărtarea stratului de suprafaţă pînă la Φ 28 mm. Lungimea cilindrului aşchiat a fost constantă pentru toate probele şi egală cu 100 mm. La strunjire s-a aplicat următorul regim de aşchiere: $v = 20,2$ m/min; $t = 1,5$ mm; $s_l = 0,08$ mm/rot. La cuţit s-a măsurat uzura h_α pe faţa de aşezare principală, cu ajutorul unui microscop special cu valoarea diviziunii de 0,01 mm. După strunjirea fiecărei probe, cuţitul s-a reascuţit la parametrii geometrici iniţiali. Probele au fost prinse pe strung în universal şi vîrful păpuşii mobile.

Rezultatele măsurărilor uzurii, reprezentînd media a trei probe de acelaşi sort (tab. 2) sînt corelate cu valorile caracteristicilor mecanice σ_{rt} şi HB (tab. 3).

Se remarcă pentru aproape toate sorturile de fontă tratate cu microadaosuri o uzură medie de 111% la fonte brute turnate la crud; 113,5% pentru fonte brute turnate în cochilie; 91% la fonte retopite turnate la crud şi 110% pentru fonte retopite turnate în cochilie. Aceste mărimi sînt comparabile cu valorile de uzură la sortul de fontă netratată, considerată 100%

Tabela 2

Valorile uzurilor $h_\alpha \times 10^{-2}$ mm, funcţie de microadaosuri şi viteza de răcire

Nr. probei (tab. 1)	Fonte brute		Fonte retopite	
	la crud	în cochilie	la crud	în cochilie
0*	14,5	17,45	14,7	16,0
1	21,0	23,0	14,67	18,05
2	18,2	20,9	12,0	16,85
3	20,0	20,8	10,67	10,0
4	19,0	19,5	11,98	14,0
5	16,0	22,3	11,33	18**
6	26,0	28,0	12,8	20,6
7	19,0	24,1	18,0	20,05
8	17,4	23,9	19,0	22,0
9	20,7	26,8	16,3	26,0
10	13,5	17,4	12,0	16,7
11	27**	60,0	13,0	34,0
12	21,0	67,0**	15,8	28,0
13	9,3	16,0	10,41	14,9
14	10,0	18,0	14,51	15,6
15	13,0	16,0	12,81	15,0
16	9,6	14,0	11,6	13,8
17	9,5	18,0	13,2	17,5
18	8,0	12,0	11,1	13,6
19	17,0	19,6	10,67	17,2
20	17,3	18,72	13,62	16,4
21	16,7	20,1	12,0	18,1
22	16,9	19,5	15,3	17,2

* Proba 0 se referă la fontele netratate a cărei compoziţie chimică a stat la baza tuturor celorlalte fonte.
** Probele au prezentat multe incluziuni nisipoase şi goluri

Tabela 3

Valorile uzurii, durităţii HB şi rezistenţei la tracţiune σ_{rt} ale probelor tratate cu microadaosuri în comparaţie cu proba netratată, în %

Nr. probă	Fonte brute						Fonte retopite					
	la crud			în cochilie			la crud			în cochilie		
	h_α	HB	σ_{rt}	h_α	HB	σ_{rt}	h_α	HB	σ_{rt}	h_α	HB	σ_{rt}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	145	119	142	131	121	131	99,5	116	135	113	126	127
2	125	103	146	120	108	138	81,5	106	144	105	109	132
3	138	107	134	119	112	139	72,5	103	117	63	116	128
4	131	105	138	112	110	140	81,5	102	127	87	115	135
5	110	112	146	127	119	135	67	110	129	112*	107	137
6	180	118	120	160	117	122	87	112	132	129	117	139
7	131	99	117	137	106	136	122	115	119	125	122	121
8	120	104	124	135	97	142	129	114	113	137	116	132
9	142	108	132	153	101	129	111	111	105	162	114	126
10	93	99	110	100	114	173	81,5	114	115	104	119	122
11	186	97	132	343*	100	144	88,5	109	106	212	132	136
12	145	110	113	380*	96	142	107	117	129	175	126	118
13	64	104	119	91	107	129	70,5	96	108	93	108	109
14	69	103	127	103	94	144	99	102	132	97,5	103	116
15	90	97	122	91	90	136*	87	101	126	94	109	122
16	66	105	109	80	97	127	79	104	109	86	111	112
17	65,5	99	118	103	102	110	90	102	112	109	106	115
18	55	93	125	68,5	93	114	75	106	116	85	103	122
19	117	94	126	112	99	118	72,5	100	107	108	107	116
20	119	98	129	107	109	120	93	105	113	102	114	111
21	115	97	112	115	113	114	82	118	112	113	118	108
22	118	105	128	111	112	109	132	120	118	118	122	118
Media 1...22	111	103,4	126	113,5	105	130	91	108,3	120	110	114,5	123

* Probele au avut incluziuni nisipoase şi goluri.

Tabela 4

Analiza metalografică STAS 6905-64

Nr. probei	Masa de bază				Grafitul				OBS.
	Suprafața ocupată de perlită %	Microduritatea HV			Suprafața ocupată	Lungimea separărilor	Caracterul repartiției	Caracterul formei separărilor	
		Perlită	Ferită	Eutectic fosforos					
0	P(92)	350	211	640	G 10	Gl 7	Gr 1	Gf 1	
1	P(99)	342	197	605	G 10	Gl 3	Gr 5	Gf 3	
2	P(86)	360	237	—	G 10	Gl 5	Gr 1	Gf 3	
3	P(78)	336	213	—	G 6	Gl 3	Gr 1	Gf 2	
4	P(80)	327	216	—	G 10	Gl 4	Gr 5	Gf 2	
5	P(87)	329	208	605	G 6	Gl 5	Gr 5	Gf 3	
6	P(87)	342	215	—	G4 + GN 4	GNd 3	Gr 3	Gf3 + GNfl	Ce II HV= =625
7	P(100)	326	—	475	G 12	Gl 6	Gr 1	Gf 2	
8	P(100)	333	—	—	G 12	Gl 5	Gr 5	Gf 3	
9	P(99)	331	—	638	G 10	Gl 6	Gr 1	Gf 1	
10	P(98)	333	296	560	G 10	Gl 8	Gr 1	Gf 1	
11	P(99)	351	204	538	G 12	Gl 7	Gr 2	Gf 1	
12	P(99)	349	—	—	G 4	Gl 4	Gr 1	Gf 1	
13	P(100)	333	—	—	G 4	Gl 5	Gr 1	Gf 1	
14	P(100)	294	—	587	G 10	Gl 4	Gr 2	Gf 2	
15	P(100)	391	—	—	G 10	Gl 6	Gr 1	Gf 1	
16	P(100)	308	—	640	G 10	Gl 6	Gr 2	Gf 2	
17	P(100)	265	—	—	G 10	Gl 6	Gr 1	Gf 1	
18	P(100)	329	—	555	G 6	Gl 5	Gr 1	Gf 1	
19	P70(70)	328	189	630	G 12	Gl 4	Gr 2	Gf 3	
20	P(86)	306	216	—	G 10	Gl 4	Gr 2	Gf 3	
21	P(90)	307	223	—	G 6	Gl 6	Gr 1	Gf 2	
22	P(94)	333	214	—	G 10	Gl 6	Gr 1	Gf 1	

Se redă o singură analiză metalografică, întrucît toate probele încercate sînt din fontă FK4 ... iar eșantioanele pentru studiul metalografic au fost decupate în miezul probelor după ruperea la tracțiune; din care cauză structurile sînt foarte apropiate la diferite viteze de răcire pentru fonte brute și retopite

(tab. 3). Comparînd valorile caracteristicilor mecanice, în special σ_{rt}, cu cele de uzură se observă diferențe mult mai mari la fontele tratate (redate în ordinea de mai sus: 126%; 130%; 120% și 123%) față de cea netratată (100%).

Creșterea vitezei de răcire duce concomitent la creșterea caracteristicilor mecanice și deci și a uzurii, datorită finisării structurii fontelor. Afirmația este adevărată atît la turnarea fontelor brute, cît și după retopirea lor în cubilou. Uzurile fontelor tratate cu microadaosuri sînt mai mari la fontele brute decît la aceleași fonte după retopire. Uzurile se nivelează aproape, la fontele retopite și turnate la crud. Acest lucru are loc din cauza pierderii parțiale a efectului microadaosurilor după retopire. Pierderile sînt mai accentuate la turnarea la crud decît în cochilie, unde viteza de răcire tinde să anihileze efectul microadaosurilor. Se constată însă, la unele sorturi de fontă (13; 14; 16; 17; 18), o creștere a uzurii după retopire pentru turnarea la crud; fonte tratate cu prealiaje ce conțin și substanțe albitoare. Fonta netratată are aproape aceleași uzuri atît pentru fontele brute cît și retopite, din cauza asemănării compoziției chimice și a structurii.

Se observă că nu există o strînsă interdependență între valorile uzurilor h_α și a proprietăților mecanice, atît la fontele brute, cît și la cele retopite. Acestea se atribuie faptului că masa de bază, cu ponderea cea mai mare asupra uzurii, este aproximativ aceeași, în timp ce incluziunile de grafit diferă substanțial.

Pentru a explica diferențele de uzură funcție de natura microadaosurilor s-a efectuat analiza metalografică (tab. 4).

Din tabela 4 se remarcă următorul fapt: cantități mici de microadaosuri influențează mai mult asupra incluziunilor de grafit decît microalierea masei metalice de bază. Ilustrăm acest lucru prin unele microfotografii caracteristice (fig. 1).

În cazul fontelor brute există diferențe mult mai mari între valorile uzurii și caracteristicile mecanice față de aceleași fonte după retopire. Fenomenul poate fi atribuit influenței mari pe care o are agregatul de retopire, cînd există tendința de atenuare a proprietăților moștenite și îmbunătățește mult structura fontei netratate. Efectul microadaosurilor asupra proprietăților mecanice scade cu creșterea vitezei de răcire.

În general, valorile de uzură sînt comparabile la turnarea la crud a fontelor brute, cît și retopite, indiferent de natura microadaosurilor. Excepție fac sorturile tratate cu substanțe puternic dezoxidante, desulfurante, durificatoare ale fazelor din structură, datorită dizolvării în acestea; sau cu tendința de albire a fontelor (probele 3, 4, 6, 7, 9, 11, 12, 19) care au valori ridicate pentru fontele brute. La retopire acțiunea microadaosurilor respective scade simțitor. Cu creșterea vitezei de ră-

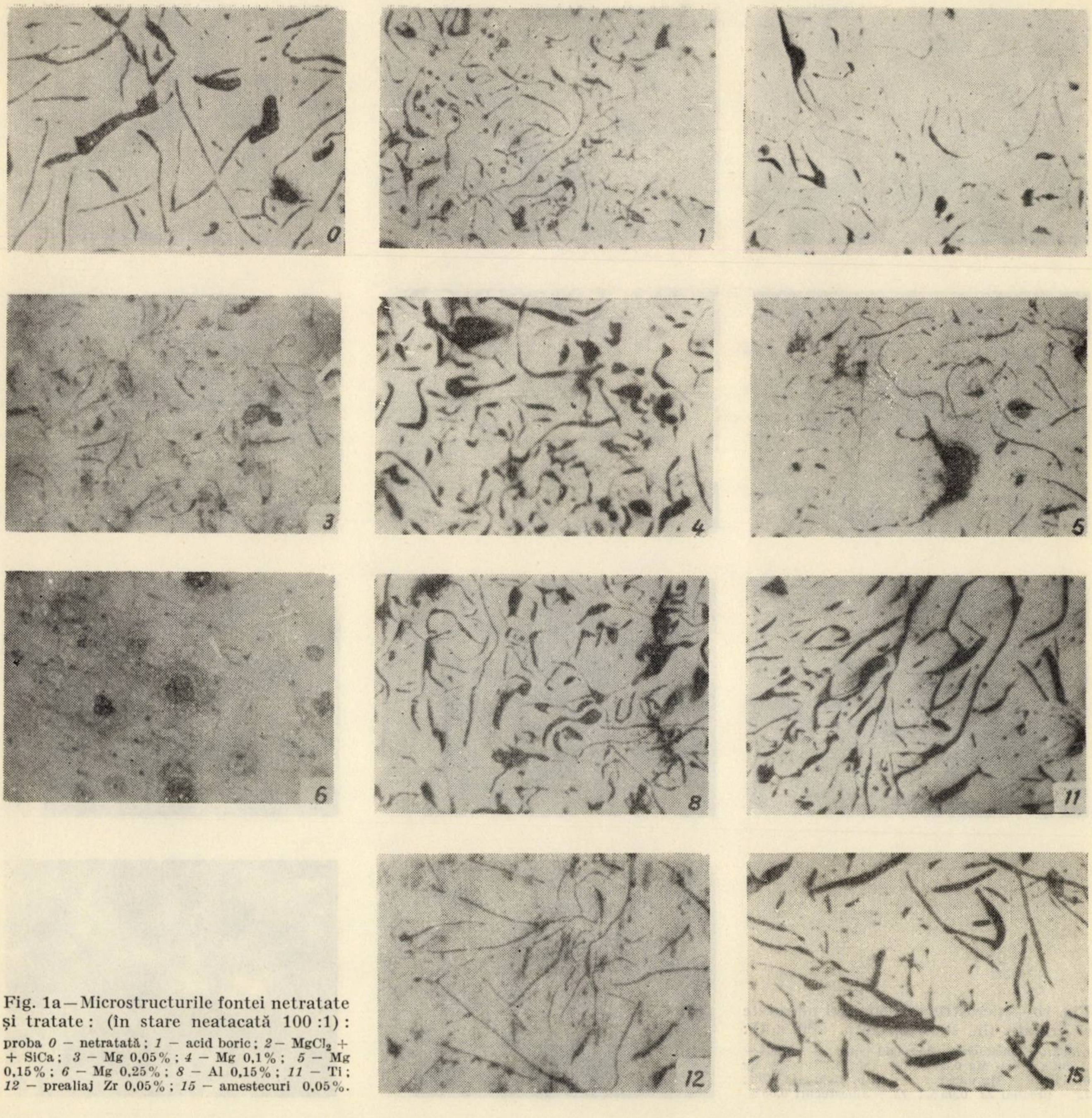


Fig. 1a—Microstructurile fontei netratate şi tratate: (în stare neatacată 100 :1): proba *0* — netratată; *1* — acid boric; *2* — $MgCl_2$ + + SiCa; *3* — Mg 0,05%; *4* — Mg 0,1%; *5* — Mg 0,15%; *6* — Mg 0,25%; *8* — Al 0,15%; *11* — Ti; *12* — prealiaj Zr 0,05%; *15* — amestecuri 0,05%.

cire, influenţa microadaosurilor asupra uzurii scade şi mai mult avînd valori practic egale cu ale fontelor netratate, atît în stare brută, cît şi retopită. Excepţie fac probele retopite (6, 7, 8, 9, 11, 12).

Uzura probelor creşte o dată cu creşterea cantităţii de magneziu datorită acţiunii de albire a Mg cînd creşte cantitatea de perlită din structură, şi fazele acesteia sînt mult finisate.

Se remarcă faptul că Al, socotit un puternic grafitizant în fonte, are o acţiune mai pronunţată asupra uzurii decît Mg, care este un puternic albitor, atît la turnarea la crud, cît şi în cochilie. Explicaţia s-ar datora, probabil, dezoxidării băii de fontă, cu formare de pulbere fină de Al_2O_3, care are o acţiune abrazivă asupra sculei aşchietoare [2]. În acelaşi timp, probele au în structură 100% perlită, la toate conţinuturile de Al. Se remarcă însă valori ale uzurii apropiate pentru fontele brute şi retopite, în cadrul aceleiaşi viteze de răcire. Aceasta însemnează că acţiunea Al asupra fontei brute se menţine în proporţie ridicată şi la retopirea acestora.

Titanul considerat ca puternic grafitizant în fonte (în cantităţi mici) are valori foarte ridicate de uzură. Creşterea puternică a uzurii

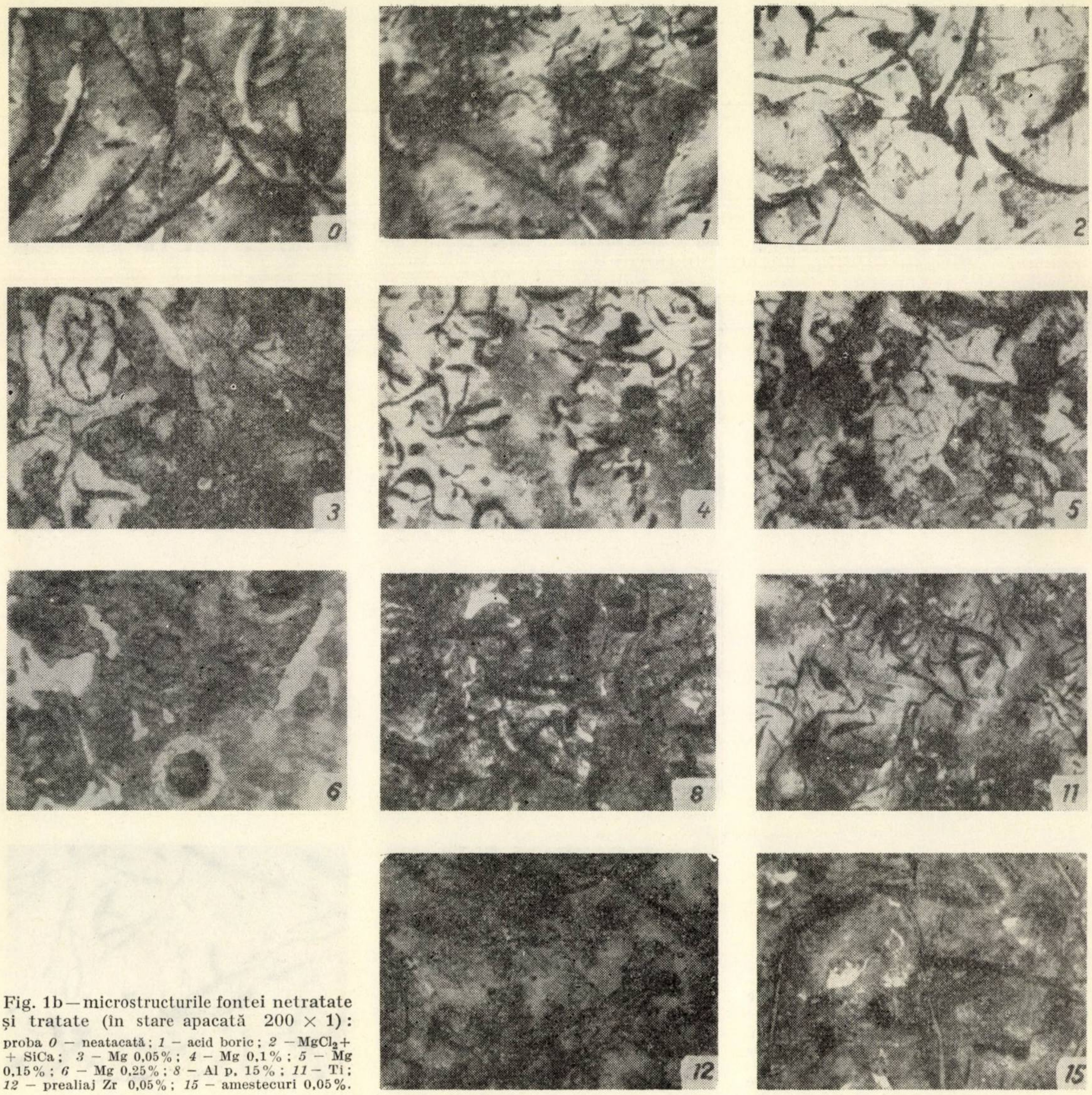


Fig. 1b — microstructurile fontei netratate și tratate (în stare apacată 200 × 1): proba *0* — neatacată; *1* — acid boric; *2* — $MgCl_2$ + + SiCa; *3* — Mg 0,05%; *4* — Mg 0,1%; *5* — Mg 0,15%; *6* — Mg 0,25%; *8* — Al p. 15%; *11* — Ti; *12* — prealiaj Zr 0,05%; *15* — amestecuri 0,05%.

se poate atribui formațiilor de carburi speciale și oxidului de Ti cu puternică acțiune abrazivă (proba 9). De asemenea, valori ridicate de uzură dau prealiajul de zirconiu și acidul boric, considerați ca albitori în fonte, și durificatori, datorită dizolvărilor în fazele structurale (proba 12).

Din analiza încercărilor reiese că:

— uzurile nu cresc substanțial la fontele tratate cu microadaosuri, deși proprietățile mecanice (σ_{rt}) se îmbunătățesc simțitor față de fonta netratată. Explicația constă în complexul de fenomene ce au loc la tratarea cu microadaosuri: separarea grafitului primar din soluția lichidă, degazarea, dezoxidarea, rafinarea, modificarea incluziunilor de grafit, microalierea masei metalice de bază, favorizarea cristalizării primare etc. Aceste fenomene favorizează proprietățile mecanice, pe seama ameliorării formei grafitului, fără a modifica puternic masa metalică de bază, care influențează puternic uzura;

— valorile uzurii sînt mai mari la fontele brute și se micșorează după retopire, cînd există tendința nivelării lor pentru fontele tratate şi netratate, în special la creşterea vitezei de răcire la turnare;

— retopirea reduce din proprietăţile mecanice cîştigate la fontele brute prin tratare cu microadaosuri şi, în acelaşi timp, îmbunătăţeşte proprietăţile mecanice ale fontelor netratate;

— cu toate că există tendinţa de reducere a influenţei microadaosurilor cu creşterea vitezei de răcire, tratarea fontelor brute cu microadaosuri este rentabilă, întrucît majoritatea pieselor se toarnă cu viteze de răcire reduse, unde proprietăţile mecanice se moştenesc aproape proporţional cu cele cîştigate la fontele brute şi care sînt superioare fontei netratate, uzura rămînînd aproape la nivelul fontelor netratate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ghirşovici I. G.*: Turnarea fontei, Bucureşti, Ed. tehnică 1952

[2] *Guliaev A. P.*: Metalurgie fizică, Bucureşti, Ed. tehnică 1954, p. 174...176

[3] *Schumann, H.*: Metalurgie fizică Bucureşti, Ed. tehnică 1962

[4] *Bogaciev I. N.*: Metallografia ciuguna. În Metallurghizdat Sverdlovsk, 1962, p. 88; 298

[5] *Sporea, I., Cristuinea. C., Cornut Al., Pilly N.*: Îmbunătăţirea proprietăţilor fontelor de furnal destinate turnătoriilor prin tratare cu microadaosuri. În Revista „Metalurgia" 21 (1969) nr. 10, p. 499...501.

[6] *Nanu, A., Sporea I.*: Einfluss von Mikrozusätzen zu Hochofenscheisen auf das Gefüge und die Eigenschaften von Roh- und Gusseisen, Neue Hütte, nr. 4, 1970, p. 211...213

[7] *Beşlik A. S.*: Ciugumnîie prokatnîie valki. În Metallurghizdat, Moscova, 1955, p. 117

[8] *Kurocikin P. D.*: Ciugun domennoi plavki kak liteinîi material. În Metallurghizdat, 1963, p. 25; 73.

* * *

CZ 621.914.2.015

Consideraţii asupra relaţiei de calcul a rugozităţii suprafeţelor obţinute la frezarea plană cu freze cilindrice

Ing. Viorel IGNAT – Uzina Victoria – Călan

La prelucrarea prin aşchiere a metalelor, pe suparafaţa pieselor apar neregularităţi. Aceste neregularităţi constituie abateri geometrice de la forma prescrisă (ideală) a suprafeţei şi se deosebesc între ele prin pasul şi mărimea lor (fig. 1).

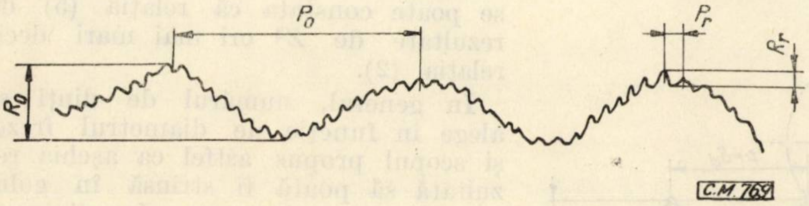


Fig. 1. Neregularităţi

Dacă se consideră raportul $\frac{P}{R}$ în care P este pasul iar R înălţimea neregularităţii, se poate face următoarea clasificare [1]:

$\frac{P}{R} = 0 \ldots 50$ — microneregularităţi sau rugozitate;

$\frac{P}{R} = 50 \ldots 1000$ — ondulaţii;

$\frac{P}{R} > 1000$ — macroneregularităţi.

Definită ca termen general, rugozitatea suprafeţelor constituie ansamblul neregularităţilor cu caracter periodic şi pas relativ mic rămase în urma prelucrării pe o suprafaţă geometrică reală, adică ansamblul neregularităţilor unei suprafeţe geometrice reale care nu sînt ondulaţii sau abateri de formă [6].

Cauzele apariţiei neregularităţilor sînt multiple dar pot fi grupate în două mari grupe:

— cauze geometrice, legate de generarea suprafeţelor pieselor ca rezultat al mişcărilor unor curbe generatoare, materializate prin tăişurile aşchietoare.

— cauze fizico-mecanice, legate de procesul de desprindere a aşchiilor din metalul cu structură cristalină de către scula aşchietoare (deformaţiile elastico-plastice, efectul temperaturii, al ruperii corpurilor cu structură cristalină, vibraţii, bătăi etc.).

Deşi multitudinea de factori pot fi grupaţi în cele două grupe distincte, în timpul procesului de aşchiere ei acţionează simultan, intrepătrunzîndu-se. Se poate considera că rugozitatea este un rezultat al „copierii" formei sculei pe suprafaţa prelucrată, copie deformată şi amplificată de fenomenele fizico-mecanice.

Prezenta lucrare îşi propune analizarea aspectului geometric al relaţiilor de calcul utilizate pînă în prezent în literatura de specialitate pentru determinarea înălţimii maxime a neregularităţilor (R_{max}) şi determinarea unei relaţii noi plecînd de la posibilităţile reale de execuţie şi ascuţire a frezelor cilindrice utilizate la frezarea suprafeţelor plane.

Freza este o sculă aşchietoare rotativă, prevăzută cu mai multe elemente aşchietoare, denumite dinţi, avînd ca mişcare principală o mişcare de rotaţie, iar ca mişcare de avans o mişcare care se realizează în general perpendicular pe axa ei (fig. 2a şi b).

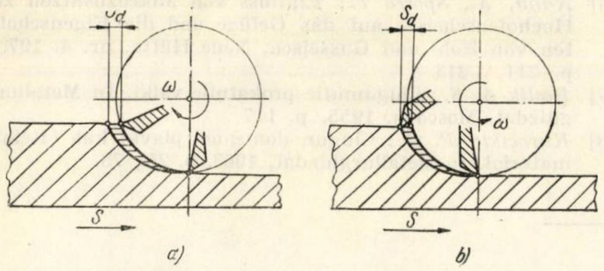


Fig. 2. Frezarea ; a) contra avansului ; b) în sensul avansului.

Dacă se notează cu Z numărul de dinţi ai sculei, cu S avansul (deplasarea) sculei sau a piesei în timpul unei rotaţii în mm/rot, atunci avansul corespunzător unui dinte va fi :

$$S_d = \frac{S}{Z} \tag{1}$$

în care S_d este avansul pe dinte, în mm/dinte.

Dacă se consideră două poziţii consecutive ale frezei cilindrice, corespunzătoare deplasării egale cu avansul pe dinte, în literatura de specialitate [4] se determină înălţimea neregularităţii

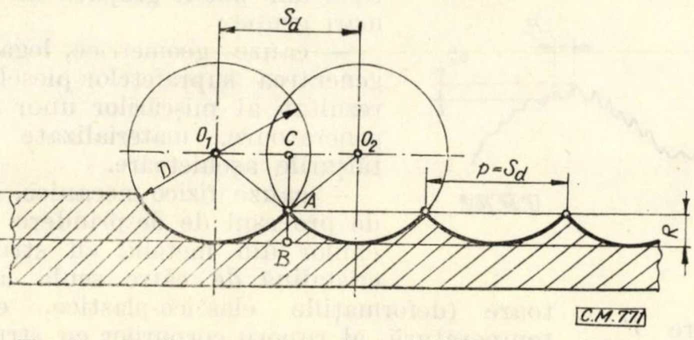


Fig. 3. Schemă pentru determinarea înălţimii asperităţii.

$$R = CB - CA$$

$$CB = \frac{D}{2}$$

$$CA = \sqrt{A\,O_1^2 - O_1\,C^2}$$

$$AO_1 = \frac{D}{2}; \quad O_1\,C = \frac{S_d}{2};$$

$$R = \frac{D}{2} - \sqrt{\frac{D^2}{4} - \frac{S_d^2}{4}}$$

$$R^2 - 2\frac{D}{2}R + \frac{D^2}{4} = \frac{D^2}{4} - \frac{S_d^2}{4}$$

Dar R^2 este mult mai mic decît produsul $R.D$ şi se poate neglija obţinînd :

$$R = \frac{S_d^2}{4D}. \tag{2}$$

Constatîndu-se practic că valoarea calculată cu relaţia (2) este mult mai mică decît înălţimea reală a neregularităţii, s-a considerat că aceasta se datoreşte bătăii frezei [4] şi că ar fi echivalent cu cazul cînd freza ar avea un dinte mai lung. De asemenea s-a mai considerat că mărimea asperităţilor ar rezulta din intersecţia a două cercuri cu diametrul $D + \Delta D$ (ΔD fiind bătaia frezei), iar distanţa dintre centrele frezelor corespunde cu avansul pe rotaţie S, deoarece dintele aşchiază din nou după o rotaţie.

În urma acestor considerente relaţia (2) devine :

$$R = \frac{S^2}{4(D + \Delta D)} \tag{3}$$

Considerînd ΔD de valoare mult mai mică în raport cu D s-a neglijat şi relaţia devine :

$$R = \frac{S^2}{4D} \tag{4}$$

Ţinînd seama de relaţia (1), relaţia (4) se poate scrie sub forma :

$$R = \frac{S_d^2 \cdot Z^2}{4D} \tag{5}$$

Comparînd relaţia (5) cu relaţia (2) se poate constata că relaţia (5) dă rezultate de Z^2 ori mai mari decît relaţia (2).

În general, numărul de dinţi se alege în funcţie de diametrul frezei şi scopul propus astfel ca aşchia rezultată să poată fi strînsă în golul format între dinţi etc. La finisare, avansul şi adîncimea de aşchiere fiind mai mici, numărul de dinţi este mai mare decît la degroşare.

Analizînd relaţia (5) ar rezulta că, dacă se menţine acelaşi avans pe rotaţie şi acelaşi diametru al frezei şi dacă se măreşte numărul de dinţi, ceea ce corespunde cu micşorarea corespunzătoare a avansului pe dinte, rugozitatea nu-şi schimbă valoarea, rămîne constantă. Acest lucru este infirmat însă de practică rezultînd suprafeţe mai fine, cu înălţimea rugozităţii mai mică.

Considerînd $P = S_d$ (neregularităţile cu acelaşi ordin de mărime apar după aşchierea fiecărui dinte şi vor avea pasul egal cu avansul pe dinte (fig. 3), calculînd rugozitatea cu relația (5) și făcînd raportul $\frac{P}{R}$ rezultă :

$$\frac{P}{R}=\frac{S_d}{R}=\frac{S_d\cdot 4D}{S_d^2\cdot Z^2}$$

$$\frac{P}{R}=\frac{4D}{Z^2\,S_d} \tag{6}$$

Numărul de dinți conform [3] poate fi calculat și cu relația :

$$Z = m\,\sqrt{D}. \tag{7}$$

În care $m = 0{,}5 \ldots 2$ în funcție de construcția frezei.

Dacă se înlocuiește valoarea lui Z din relația (7) în relația (6) se obține :

$$\frac{P}{R}=\frac{4}{m^2\,S_d} \tag{8}$$

Considerînd o frezare de finisare, cu avans mediu de 0,05 mm/dinte, o valoare maximă a raportului $\frac{P}{R} = 50$ și înlocuind în relația (8) va rezulta $m = 1{,}26$.

Aceasta demonstrează că pentru orice valori ale lui $m < 1{,}26$ pe piesă nu va rezulta rugozitatea, ci ondulații $\left(\frac{P}{R} > 50\right)$ și numai într-un singur caz [3], pentru freze cu dinți deși, cu $\omega = 15 - 20^\circ$ și $m = 2$ se obține rugozitatea, lucru care nu este real.

Plecînd de la aceleași considerente care au stat la baza obținerii relației (4), neregularitățile care apar datorită bătăii unui dinte, a frezei, dornului etc. au pasul $S = S_d\,Z$ și nu pot fi luate în considerare deoarece au caracter întîmplător (conform STAS 5730-66), fiind excepții evidente. Într-adevăr considerînd o frezare de finisare la care rezultă $R_a = 0{,}4 \ldots 3{,}2$ µm [5], lungimea de bază aleasă pentru definirea rugozității va fi de 0,8 mm (STAS 5730–66) și rezultă că pe o lungime de bază va exista un singur vîrf sau fund de mărime mult mai mare decît celelalte și deci caracterul lui întîmplător este evident.

Bătaia frezei, a dornului, lipsa de centricitate etc. duc la înrăutățirea calității suprafețelor frezate dar ele determină ondulațiile influențînd numai asupra rugozității prin fenomenele pe care le provoacă.

Plecînd de la aceste concluzii se analizează în continuare cazul generării suprafețelor cu o sculă reală, standardizată, luînd în considerare numai bătaia radială a dinților ca fiind aceea care influențează mărimea fiecărui vîrf sau fund al asperităților.

Bătaia radială Δr admisă pentru tăișurile periferice față de axa alezajului, pentru cîteva tipuri de freze, este redată în tabela 1.

Tabela 1

Bătaia radială admisă pentru tăișurile periferice față de axa alezajului

Tipul frezei	Diametrul frezei, mm	Bătaia radială admisă Δr, mm	
		Pentru doi dinți alăturați max.	Pentru toți dinții max.
Freze cu dinți frezați din oțel rapid (STAS 6663–62)			
Freze cilindrice	orice diametru	0,030	0,060
Freze disc cu trei tăișuri	pînă la 80	0,030	0,050
	peste 80	0,035	0,060
Freze cu dinți demontabili din oțel rapid (STAS 6664–62)			
Freze cilindrice	de la 100 pînă la 125	0,06	0,12
	peste 125	0,08	0,15
Freze disc cu trei tăișuri	pînă la 100	0,05	0,10
	100–160	0,06	0,12
	peste 160	0,08	0,15

Dacă se consideră $n + 1$ dinți vecini ai unei freze dintre care unul avînd vîrful pe cercul cu diametrul D, iar ceilalți n dinți vecini se vor abate de la aceasta cu valoarea admisibilă (Δr sau $-\Delta r$) (fig. 4), se poate determina valoarea maximă a rugozității (R_{max}).

Înălțimea maximă a neregularităților va fi egală cu distanța dintre liniile exterioară și interioară (STAS 5730–66), respectiv cu diferența dintre cota celui mai înalt vîrf și cota celui mai de jos punct. Conform figurii 4, se poate scrie :

$$R_{max} = O_{n+1}\,E_{n+1} - C_1\,A_1. \tag{9}$$

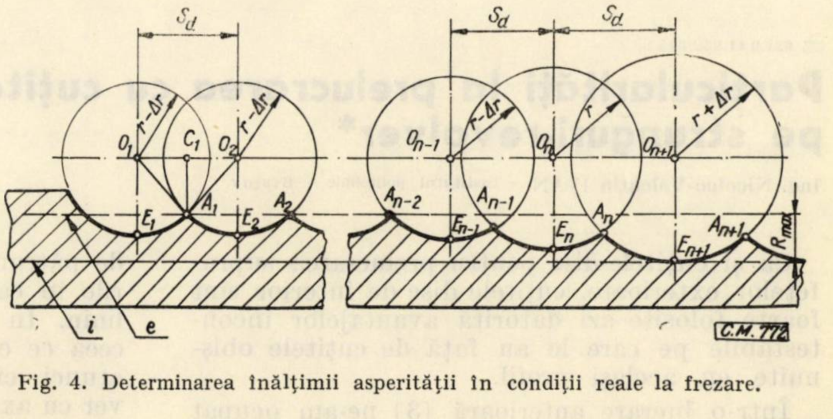


Fig. 4. Determinarea înălțimii asperității în condiții reale la frezare.

Punctul cel mai de jos rezultă la trecerea dintelui cu bătaia în plus și se află la distanța $O_{n+1}\,E_{n+1} = r + \Delta r$ de la linia centrelor.

Punctul cel mai de sus va rezulta în cazul cînd vor urma doi dinți cu bătaia în minus și de diametre cît mai apropiate. Deoarece se urmărește determinarea valorii maxime a rugozității care ar putea apare, se poate considera cazul extrem cînd ambii dinți vecini vor avea vîrful pe cîte un cerc cu raza $r - \Delta r$.

Din triunghiul $O_1\,C_1\,A_1$ rezultă:

$$C_1\,A_1 = \sqrt{O_1\,A_1^2 - O_1\,C_1^2}$$

$$0_1\,A_1 = r - \Delta r\ ;\ 0_1\ C_1 = \frac{S_d}{2}$$

Înlocuind în relația (9) se obține:

$$R_{max} = r + \Delta r - \sqrt{(r - \Delta r)^2 - \frac{S_d^2}{4}}$$

$$(r + \Delta r - R_{max})^2 = (r - \Delta r)^2 - \frac{S_d^2}{4}$$

Considerînd R_{max}^2 foarte mic față de valoarea produsului $2R_{max}\,r$ și făcînd calculele se obține:

$$R_{max} = \frac{\frac{S_d^2}{4} + 4r\,\Delta r}{2(r + \Delta r)}$$

$$R_{max} = \frac{S_d^2 + 8D\,\Delta r}{4\,(D + 2\Delta r)}. \qquad (10)$$

Din această relație se poate constata că mărimea rugozității va depinde în mod real de valoarea celor trei factori care intervin în procesul de așchiere: avansul pe dinte (S_d), diametrul frezei (D) și bătaia radială a dinților (Δ_r).

Dar relația (10) poate fi scrisă și sub forma:

$$R_{max} = \frac{S_d^2}{4\,(D + 2\Delta r)} + 2\,\Delta r\,\frac{D}{D + 2\Delta r} \qquad (11)$$

Dacă se compară relația (11) cu relația (2) se poate constata că prima fracție are o valoare apropiată de valoarea relației (2) la care se mai adună valoarea unei fracții care depinde de mărimea lui Δr și D (D determinînd înălțimea de intersecție) și care este mai mică decît dublul bătăii radiale. Dacă freza va avea un diametru mai mare, valoarea primei fracții va descrește mult și rugozitatea va fi mai mică, iar dacă va crește mărimea bătăii, valoarea celei de a doua fracții va crește mai mult (numărătorul fiind produs) și rugozitatea va fi mai mare, cum de altfel este și în realitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Enache, St.*: Calitatea suprafețelor prelucrate. București, Editura tehnică, 1966.

[2] *Botez, E.* Bazele generării suprafețelor pe mașini-unelte. București, Editura tehnică, 1966.

[3] *Lăzărescu*, I.: Calculul și construcția sculelor așchietoare. București, Editura tehnică, 1961.

[4] *Lăzărescu, I.*: Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1964

[5] *Dumitrescu Doina*: Aspecte ale prescrierii rugozității suprafețelor. În Standardizarea, vol. 20, nr. 3, București, martie 1968, pag. 116—120.

[6] *Ignat, V.*: Rugozitatea suprafețelor, notarea ei în desenul industrial și aplicarea în producție. În Standardizarea, vol. 18, nr. 4, București, aprilie 1966, pag. 194—200.

◆

CZ 621.941.232.025

Particularități la prelucrarea cu cuțite-disc de interior pe strunguri-revolver*

Ing. Nicolae-Valentin IVAN – Institutul politehnic – Brașov

Ca și cuțitele-disc pentru prelucrarea suprafețelor exterioare, cuțitele-disc de interior sînt foarte folosite azi datorită avantajelor incontestabile pe care le au față de cuțitele obișnuite cu același profil.

Într-o lucrare anterioară [3] ne-am ocupat de prelucrarea suprafețelor exterioare cu ajutorul cuțitelor-disc pe strungurile-revolver cu axa capului-revolver orizontală, arătînd detaliat în ce constă particularitatea acestui mod de prelucrare, în care traiectoria avansului de pătrundere este circulară, față de prelucrările în care avansul de pătrundere este rectiliniu. În lucrarea de față vom trata numai ceea ce este specific cuțitelor-disc de interior, atunci cînd sînt utilizate pe strunguri-revolver cu axa capului-revolver orizontală.

Reglarea cuțitelor-disc de interior pe strunguri-revolver cu axa capului-revolver orizontală. Din punctul de vedere al reglării cuțitului-disc de interior, cum este și firesc, nu interesează diversele poziții ocupate de tăișul sculei în timpul prelucrării, ci doar poziția finală și cea inițială, deoarece acestea definesc reglajul. Poziția finală a tăișului sculei poate fi ușor stabilită cu ajutorul opritorilor, de exemplu, dar numai după ce s-a găsit poziția inițială. Ca urmare, la reglare — în primul rînd — această poziție a cuțitului-disc de interior trebuie stabilită. Din aceleași considerente ca și la prelucrarea suprafețelor exterioare, singurul punct de reglare avantajos, care nu depinde de dimensiunile piesei finite și ale semifabricatului, deci nu necesită dispozitive speciale de reglare, este punctul C, situat pe curba τ (fig. 1).

---

* Susținută la sesiunea științifică a Institutului politehnic din București din 29—31 mai 1969.

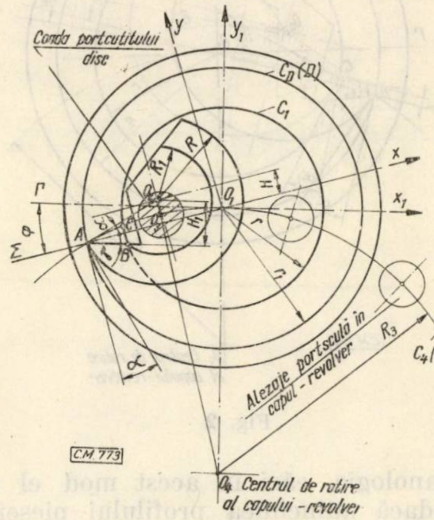


Fig. 1

Curba τ nu este altceva decît traiectoria circulară a avansului de pătrundere și pe ea sînt situate centrele alezajelor portsculă din capul strungului-revolver. Deci curba τ, care conform schemei de reglaj din figura 1, este și traiectoria punctelor situate pe diametrul de reglaj al sculei $2R$, poate fi ușor materializată pe fața frontală a piesei pe care se face reglajul, cu vîrful unei scule, ca de exemplu vîrful unui burghiu obișnuit sau de centruire etc., prin executarea unui riz. În acest mod punctul C a fost reperat la intersecția curbei-cerc τ cu cercul avînd diametrul $2r$ (diametrul semifabricatului).

Pentru obținerea preciziei dimensionale impuse de desenul piesei, important este ca în momentul cînd punctele situate pe diametrul de reglaj al sculei $2R$ descriu cercul director D cu diametrul $2r_1$, unghiurile de așezare α și degajare γ să fie cele date de relațiile (1). Dar aceste unghiuri pot fi respectate numai dacă se respectă mărimea H (considerînd că R și H_1 sînt asigurate):

$$\sin\alpha = \frac{H}{R}, \quad \sin(\alpha + \gamma) = \frac{H_1}{R}. \tag{1}$$

În cele ce urmează se va indica modul în care trebuie proiectat un portcuțit-disc de interior, în așa fel încît în timpul prelucrării, la atingerea diametrului $2r_1$, să fie asigurată supraînălțarea H. Asigurarea supraînălțării H se realizează prin excentricitatea portcuțitelor-disc de interior care, în cazul prelucrării pe strunguri-revolver, nu trebuie să fie egală cu supraînălțarea H a cuțitului, așa cum se întîmplă în cazul prelucrărilor pe mașinile-unelte dotate cu avansuri de pătrundere rectilinii. În cazul prelucrării diametrelor mici, caz în care scula și portscula formează un singur corp, asigurarea supraînălțării H se realizează prin intermediul unei bucșe excentrice (sau două) cu rol de reducție între diametrul alezajului portsculă și diametrul cozii sculei.

Calculul excentricității portcuțitelor-disc de interior (sau a bucșei reducție) în cazul prelucrărilor pe strunguri-revolver cu axa capului-revolver. Știind că centrul cozii portcuțitului-disc de interior se află pe cercul τ (fig. 1), pentru respectarea supraînălțării H deci și a unghiurilor α și γ, excentricitatea portcuțitului-disc de interior va fi $e = \overline{O_2O_3} < H$ (mărimile α, γ, H au fost asociate diametrului $2r_1$, pentru un alt diametru ele fiind altele).

Pentru calcularea excentricității e, se raportează totul la un sistem de referință rectangular, convenabil ales, YO_1X, în care axa absciselor aparține planului de generare Σ, înclinat cu unghiul φ față de planul orizontal Γ. Scriind în prealabil coordonatele centrelor O_2 și O_4, cu ușurință apoi se poate calcula excentricitatea e a portcuțitului-disc de interior (fig. 1) astfel:

$$e = \overline{O_2O_3} = \overline{O_4O_2} - \overline{O_4O_3} = \overline{O_4O_2} - R_3; \tag{2}$$

centrele O_2 și O_4 vor avea coordonatele:

$$O_2\,[-(r_1 - R\cos\alpha), H],$$

$$O_4\,[-R_3\sin\alpha, -R_3\cos\alpha].$$

Exprimînd pe O_4O_2 în raport cu cele de mai sus și introducînd apoi cele obținute în relația (2), în final se obține:

$$e = \sqrt{(R_3\sin\varphi - r_1 + R\cos\alpha)^2 + (R_3\cos\varphi + H)^2} - R_3, \tag{3}$$

în care $\sin\alpha = \frac{H}{R}$, iar $\sin\varphi = \frac{r_1}{2R_3}$ (această relație se deduce în continuare).

Pentru determinarea unghiului φ se ia un alt sistem de coordonate rectangular $Y_1O_1X_1$, în care axa absciselor este cuprinsă în planul orizontal Γ, iar axa ordonatelor este axa comună centrelor piesei și capului-revolver (fig. 1). În acest sistem $\sin\varphi = \frac{|y_A|}{r_1}$ în care y_A este ordonata punctului A. Această ordonată se obține intersectînd cercurile C_D și C_4.

Ecuațiile celor două cercuri sînt:

$$C_D: x^2 + y^2 - r_1^2 = 0, \quad C_4: x^2 + (y + R_3)^2 - R_3^2 = 0,$$

coordonatele centrului O_4 în acest nou sistem fiind O_4 $(O; R_3)$.

Din ecuația axei radiale a celor două cercuri se obține direct ordonata punctului A astfel:

$$y_A = -\frac{r_1^2}{2R_3}, \qquad (4)$$

deci:

$$\sin \varphi = \frac{r_1}{2R_3}. \qquad (5)$$

Expresia excentricității portcuțitului-disc de interior (relația (3)) este asemănătoare cu cea a excentricității portcuțitelor-disc pentru prelucrarea suprafețelor exterioare. Diferența dintre prelucrările pe strunguri-revolver cu axa capului-revolver orizontală ale suprafețelor exterioare și interioare, din punctul de vedere al construcției portcuțitelor-disc, este:

— la strunjirea suprafețelor exterioare $e > H$; (6)

— la strunjirea suprafețelor interioare $e < H$. (7)

Avînd în vedere relația (7), în cazul prelucrărilor interioare pe strunguri-revolver cu cuțite-disc este posibilă și utilizarea suporților cu $e = H$, căci din $e = H$ se poate ajunge la $e < H$, rotind în limita necesarului excentricul portcuțitului-disc de interior.

Oricum, respectarea relației (7) se impune mai ales la prelucrările în care cuțitul-disc de interior așchiază simultan două diametre diferite, precum și la prelucrările precise. Din acest punct de vedere, recomandăm, ca și la prelucrările exterioare cu cuțite-disc, întocmirea unor norme interne pentru fiecare tip de strung-revolver cu axa capului-revolver orizontală.

Variația unghiurilor de așezare α și degajare γ de-a lungul traiectoriei avansului de pătrundere. Ca și în cazul prelucrării suprafețelor exterioare pe strunguri-revolver cu axa capului-revolver orizontală și în cazul prelucrărilor interioare cu cuțite-disc de interior, unghiurile α și γ (cinematice) nu mai rămîn constante, ca în cazul mașinilor-unelte prevăzute cu avansuri de pătrundere rectilinii. Ele variază de-a lungul traiectoriei circulare a avansului de pătrundere (considerînd un același punct pe tăiș). Dar această variație este inversă celei din cazul prelucrărilor exterioare tot pe strunguri-revolver, și anume: pe măsura ce cuțitul-disc de interior, avansînd, așchiază suprafețe cu diametre tot mai mari, unghiul de așezare α crește, iar unghiul de degajare γ descrește. Adică, dacă la diametrul $2r_1$ (fig. 2) unghiurile de așezare și degajare sînt α și γ, atunci la un diametru mai mic, de exemplu chiar al semifabricatului $2r < 2r_1$, aceste unghiuri vor fi: $\alpha_1 < \alpha$ și $\gamma_1 > \gamma$.

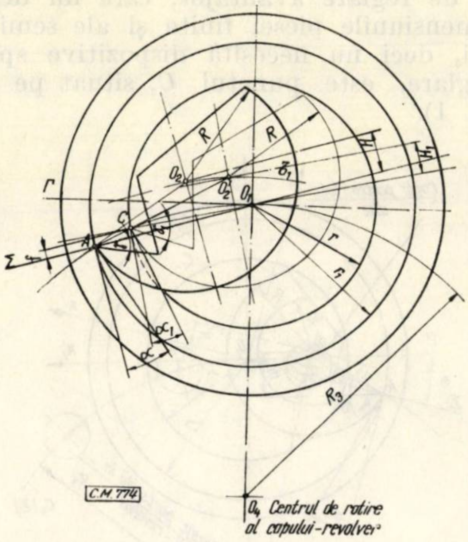


Fig. 2

Calculul unghiurilor α și γ are o mare importanță pentru tehnologul care proiectează procesul tehnologic, căci în acest mod el poate aprecia dacă adîncimea profilului piesei permite sau nu prelucrarea cu un singur cuțit-disc de interior. Variația acestor unghiuri și, în primul rînd, a unghiurilor α (și atunci știm și variația lui γ) va fi urmărită prin variația supraînălțării H. Știind că, corespunzător unghiurilor α și γ, la diametrul $2r_1$ supraînălțarea este H, se poate calcula care va fi supraînălțarea H_1 la diametrul $2r < 2r_1$ ($2r$ poate fi sau nu diametrul semifabricatului). Pentru simplificarea calculelor, se consideră că supraînălțarea H_1 este compusă din doi termeni, și anume:

$$H_1 = H_1' - H_1''. \qquad (8)$$

La aceste relații se ajunge dacă se descompune mișcarea cuțitului-disc de interior, urmărind drumul invers intrării cuțitului în piesă.

Termenul H_1' poate fi calculat ca o supraînălțare pentru cazul în care punctele situate pe diametrul de reglaj al sculei 2R sînt situate deasupra planului de generare Σ cu cantitatea f (cazul punctului C), centrul cuțitului-disc de interior însă rămînînd la aceeași distanță de planul Σ (adică s-a neglijat coborîrea centrului din O_2 în O_2').

Termenul H_1'' poate fi calculat dacă se consideră numai deplasarea centrului O_2 în O_2' pe traiectoria τ_1, făcîndu-se mențiunea că H_1'' nu are semnificația unei supraînălțări.

Pentru calculul H_1' se va calcula cît devine supraînălțarea H atunci cînd diametrul de reglaj al sculei este aşezat deasupra centrului piesei cu cantitatea f. Pentru simplificare se ia cazul unei strunjiri interioare pe o maşină-unealtă prevăzută cu avans de pătrundere rectiliniu (fig. 3).

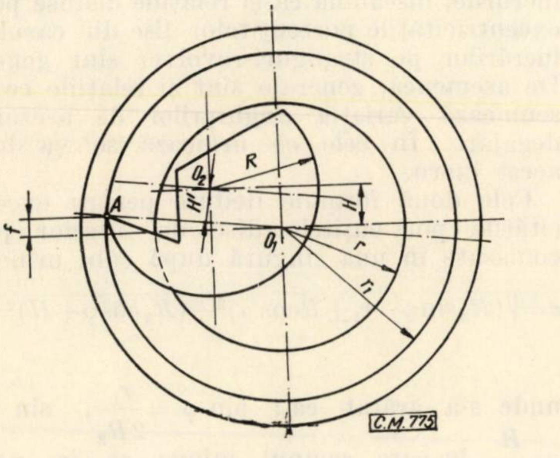


Fig. 3

Din figura 3 se poate scrie cu aproximaţie [2]:

$$\frac{f}{H-H'} = \frac{r_1}{r_1-R}, \qquad (9)$$

de unde:

$$H' = H - f\,\frac{r_1-R}{r_1}.$$

În cazul nostru H' este H'_1, iar r_1 este r, deci relaţia (9) devine:

$$H'_1 = H - f\,\frac{r-R}{r}. \qquad (10)$$

În relaţia (10) necunoscută este doar mărimea f dar f nu este altceva decît ordonata punctului C în raport cu sistemul YO_1x_1 (fig. 4). Foarte uşor însă se poate calcula ordonata lui C în raport cu sistemul $Y_1O_1x_1$ (fig. 4), la intersecţia cercurilor C_1 şi C_4 (analog ordonatei punctului A, din relaţia (4)). Deci:

$$y_c = -\frac{r^2}{2R_3}. \qquad (11)$$

Ordonata unui punct oarecare $M(x,y)$ în sistemul de coordonate YO_1x rotit cu unghiul φ faţă de sistemul Y_1O_1x şi faţă de care M are coordonatele (x_1, y_1) se calculează astfel (fig. 5):

$$|y_M| = \cos\varphi\,[|x_1|\,\mathrm{tg}\,\varphi - |y_1|], \qquad (12)$$

în care x_1 şi y_1 sînt coordonatele punctului C în sistemul $Y_1O_1x_1$, deci:

$$|y_c| = |y_1| = \frac{r^2}{2R_3}. \qquad (13)$$

Abscisa $x_1 = x_c$ se poate calcula introducînd în ecuaţia cercului C_1 valoarea lui y_c (relaţia (11)):

$$C_1: x^2 + y^2 - r^2 = 0,$$

deci:

$$|x_1| = |x_c| = \frac{r}{2R_3}\sqrt{4R_3^2 - r^2}. \qquad (14)$$

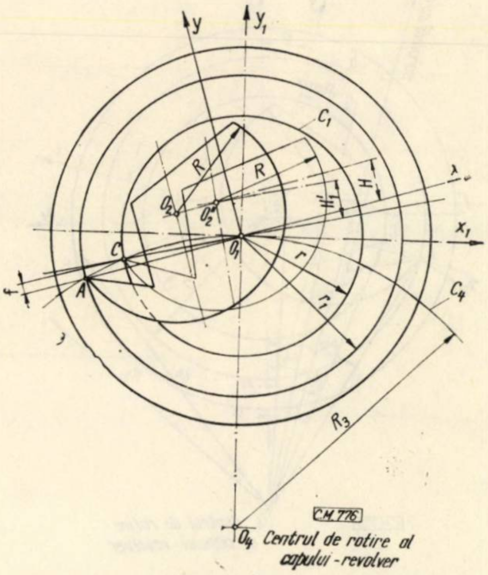


Fig. 4

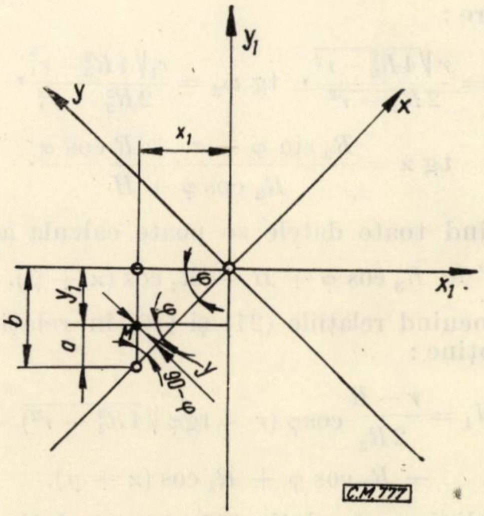


Fig. 5

Introducînd în relaţia (12) relaţiile (13) şi (14), se obţine:

$$|y_c| = f = \cos\varphi\,\frac{r}{2R_3}\,[\mathrm{tg}\,\varphi\sqrt{4R_3^2 - r^2} - r]. \qquad (15)$$

Introducînd relaţia (15) în relaţia (10), se obţine:

$$H'_1 = H + \cos\varphi\,\frac{r-R}{2R_3}\,(r - \mathrm{tg}\,\varphi\sqrt{4R_3^2 - r^2}). \qquad (16)$$

În cele ce urmează se calculează al doilea termen din expresia lui H_1, adică pe H_1'' (fig. 6), după cum urmează:

$$H_1'' = \overline{O_4E} - \overline{O_4F} = R_3 \cos\varphi + H - O_4F, \quad (17)$$

$$\overline{O_4F} = R \cos(\varkappa + \mu), \quad (18)$$

$$\mu = \omega_2 - \omega_1,$$

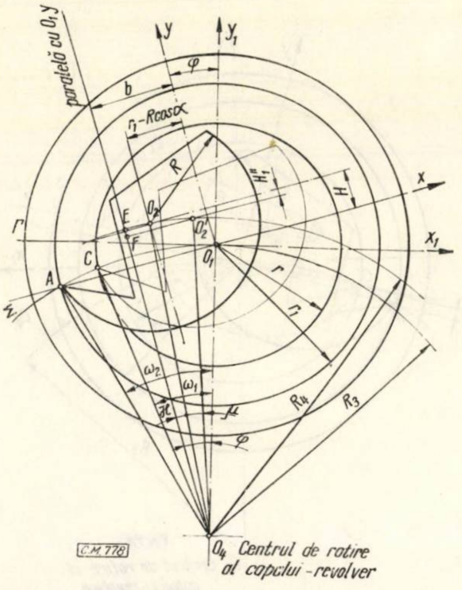


Fig. 6

în care:

$$\mathrm{tg}\,\omega_1 = \frac{r\sqrt{4R_3^2 - r^2}}{2R_3^2 - r^2}, \quad \mathrm{tg}\,\omega_2 = \frac{r_1\sqrt{4R_3^2 - r_1^2}}{2R_3^2 - r_1^2}, \quad (19)$$

$$\mathrm{tg}\,\varkappa = \frac{R_3 \sin\varphi - r_1 + R\cos\alpha}{R_3\cos\varphi + H}. \quad (20)$$

Avînd toate datele se poate calcula acum:

$$H_1'' = R_3 \cos\varphi + H - R_4 \cos(\varkappa + \mu). \quad (21)$$

Înlocuind relațiile (21) și (16) în relația (8), se obține:

$$H_1 = \frac{r - R}{2R_3} \cos\varphi \left(r - \mathrm{tg}\,\varphi \sqrt{4R_3^2 - r^2}\right) - $$
$$- R_3 \cos\varphi + R_4 \cos(\varkappa + \mu). \quad (22)$$

Subliniem că relația (22) este o relație aproximativă dar acoperitoare din motivele arătate în lucrarea [3].

Relația (22) permite calculul unghiului de așezare α_1 prin:

$$\sin\alpha_1 = \frac{H_1}{R},$$

la orice diametru $2r < 2r_1$.

Generalizarea relațiilor deduse. Comparînd prelucrările interioară și exterioară cu cuțite disc pe strunguri-revolver cu prelucrările cu același fel de scule dar pe mașini-unelte prevăzute cu avansul de pătrundere rectiliniu, se poate trage concluzia că ultimul gen de prelucrare este un caz particular al primului și anume cazul pentru care raza capului-revolver a devenit infinit de mare ($R_3 = \infty$). Așa stînd lucrurile, înseamnă că și relațiile deduse pentru excentricitățile portcuțitelor-disc din cazul prelucrărilor pe strunguri-revolver sînt generale. De asemenea, generale sînt și relațiile ce consemnează variația unghiurilor de așezare și degajare. În cele ce urmează se va dovedi acest lucru.

Cele două formule deduse pentru excentricitățile port-cuțitelor-disc de interior pot fi comasate în una singură după cum urmează:

$$e = \sqrt{(R_3 \sin\varphi - r_1 \pm R\cos\alpha)^2 + (R_3\cos\varphi + H)^2 - R_3}, \quad (23)$$

unde s-a arătat că: $\sin\varphi = \frac{r_1}{2R_3}$, $\sin\alpha = \frac{H}{R}$, în care semnul minus se ia pentru prelucrările exterioare, iar semnul plus se ia pentru prelucrările interioare.

Dacă în relația (23) se înlocuiesc funcțiile trigonometrice sin φ și cos φ în raport cu r_1 și R_3, atunci ea se mai poate scrie:

$$e = \sqrt{\left(R\cos\alpha \pm \frac{r_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{1}{2}\sqrt{4R_3^2 - r_1^2} + H\right)^2 - R_3}, \quad (24)$$

în care semnul plus se ia pentru prelucrările exterioare, iar semnul minus pentru prelucrările interioare. Efectuînd mai departe calculele și notînd:

$$R^2 \cos^2\alpha \pm R\cos\alpha \,.\, r_1 + H^2 = C_{1,2},$$

în care:

$$R^2 \cos^2\alpha + R\cos\alpha \,.\, r_1 + H^2 = C_1,$$
$$R^2 \cos^2\alpha + R\cos\alpha \,.\, r_1 + H^2 = C_2,$$

se obține:

$$e = \sqrt{c_{1,2} + R_3^2 + H\sqrt{4R_3^2 - r_1^2}} - R_3. \quad (25)$$

Dacă relația (25) este într-adevăr generală, atunci trebuie ca aplicînd operația limită pentru $R_3 \to \infty$ să se obțină $e = H$. Într-adevăr, efectuînd această operație (și după ridicarea nedeterminării), se obține:

$$\lim_{R_3 \to \infty} e = \lim_{R_3 \to \infty} \left[\sqrt{C_{1,2} + R_3^2 + H\sqrt{4R_3^2 - r_1^2}} - R_3\right] = H,$$

deci:

$$\lim_{R_3 \to \infty} e = H.$$

Într-adevăr relațiile de calcul al excentricităților sînt generale.

Variaţia excentricităţii (relaţia (25)) funcţie de raza capului-revolver poate fi urmărită în reprezentarea din figura 7. Întrucît $C_{1,2} > 0$, $R_3^2 > 0$, $H > 0$, din punct de vedere matematic domeniul de definiţie al funcţiei este$\left(-\infty - \frac{r_1}{2}\right) \cup \left(+\frac{r_1}{2} + \infty\right)$.

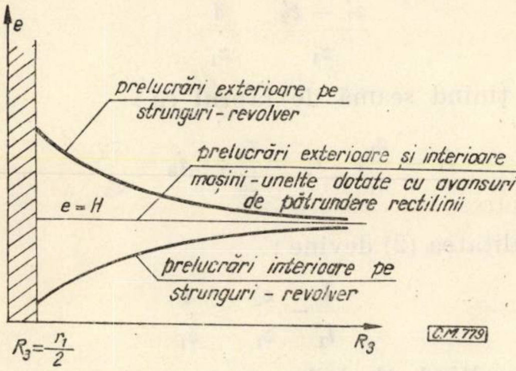


Fig. 7

Aici interesează însă numai valorile funcţiei e, pentru $R_3 > 0$, şi anume pentru $R_3 > \frac{r_1}{2}$ (conform domeniului de definiţie indicat mai sus).

Funcţia e admite, după cum s-a arătat, o asimptotă orizontală pentru $e = H$.

În ceea ce priveşte relaţiile referitoare la variaţia unghiurilor α şi γ de-a lungul traiectoriei circulare a avansului de pătrundere (atît pentru prelucrările interioare, cît şi pentru cele exterioare), şi ele sînt generale şi pot fi comasate într-una singură :

$$H_1 = \frac{r \pm R}{2\,R_3} \cos\varphi\,(r - tg\,\varphi \sqrt{4\,R_3^2 - r^2}) - \\ - R_3 \cos\varphi + R_4 \cos(\varkappa + \mu), \qquad (26)$$

în care semnul plus se ia pentru prelucrări exterioare, iar semnul minus se ia pentru prelucrări interioare.

Fără a mai calcula limita lui H_1 pentru $R_3 \to \infty$, se observă că pentru $R_3 = \infty$ (cazul prelucrării cu avansuri de pătrundere rectilinii) termenul $H_1' = H$ (pentru că $f = 0$), iar $H_1'' = 0$ (deoarece centrul rămîne în acelaşi plan paralel în planul de generare) ; deci :

$$\lim_{R_3 \to \infty} H_1 = \lim_{R_3 \to \infty} (H_1' - H_1'') = H.$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşini-unelte Bucureşti, Editura tehnică. 1966

[2] *Sauer, I.* Proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică 1967.

[3] *Ivan, V. N.* Asupra prelucrării cu cuţite-disc, pe strunguri-revolver. În: Construcţia de Maşini nr. 8/1970.

CZ 621.9 – 585

Consideraţii asupra condiţiei de comutare a baladoarelor folosite la cutiile de viteze ale maşinilor-unelte

Ing. Vasile MORARU – Institutul politehnic-Bucureşti

Este cunoscut faptul că la folosirea baladoarelor cu mai mult de două roţi dinţate posibilitatea comutării lor este condiţionată de mărimea diametrelor roţilor ce îl compun [1].

Din motive constructive şi funcţionale, în genere, numărul maxim de roţi dinţate al unui balador este limitat la trei, ceea ce justifică tratarea în lucrarea de faţă doar a acestor baladoare.

Condiţia de comutare a baladoarelor cu trei roţi dinţate exprimată în funcţie de numărul de dinţi [1] impune ca diferenţa dintre numerele de dinţi ai roţii centrale (cu diametrul exterior cel mai mare), şi ai roţii alăturate (cu diametrul exterior mijlociu), să fie mai mare de patru în condiţia aceluiaşi modul (fig. 1 a).

$$z_1' - z_2' > 4 \qquad (1)$$

Respectarea inegalităţii (1) conduce la crearea posibilităţii de trecere a roţii z_2' prin dreptul roţii fixe z_1', în vederea angrenării roţii z'^{3} cu z_3, fără ca cercurile lor exterioare să se intersecteze.

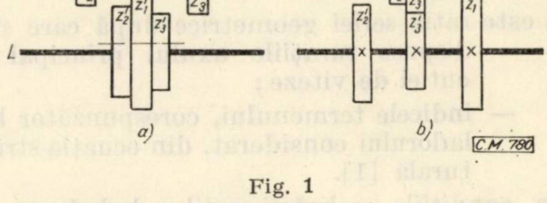


Fig. 1

Trecerea roţii z_3' prin dreptul roţii fixe z_1, în vederea angrenării roţii z_2' cu z_2, este posibilă totdeauna deoarece $z_3' < z_2'$.

Inegalitatea (1) conferă posibilitatea verificării condiţiei de comutare numai după ce au fost calculate numerele de dinţi. Ori această etapă a elaborării cinematicii cutiilor de viteze este precedată de alegerea reţelei structurale optime şi definirea diagramei turaţiilor [1] [2], ceea ce conduce, în situaţia nerespectării inegalităţii de mai sus, la un consum de timp suplimentar la proiectare. Consumul de timp suplimentar este determinat de faptul că se impune modificarea rapoartelor de transmitere prin modificarea diagramei turaţiilor şi recalcularea numerelor de dinţi. Surpriza nerespectării inegalităţii (1) poate apărea din nou şi, ca urmare, este evidentă necesitatea altor reluări, ceea ce îi dă acestei operaţii caracterul unei tatonări.

Lucrarea de faţă îşi propune să exprime condiţia de comutare a baladoarelor în funcţie de alţi parametri care să permită punerea în evidenţă a acesteia în fazele de alegere a reţelei structurale optime şi de definire a diagramei turaţiilor.

La construcţia baladoarelor se întîlnesc două situaţii distincte: realizarea roţilor baladoare pe axul condus (fig. 1 a) sau pe axul conducător (fig. 1 b), ceea ce impune o tratare diferenţiată.

a) *Realizarea roţilor baladoare pe axul condus.* Pentru cele ce urmează să consideră reprezentarea, corespunzătoare diagramei turaţiilor, unui balador cu trei roţi (fig. 2), avînd rapoartele de transmitere i_1, i_2 şi i_3, iar distanţa dintre două turaţii consecutive ale axului condus egală cu φ^a, în care:

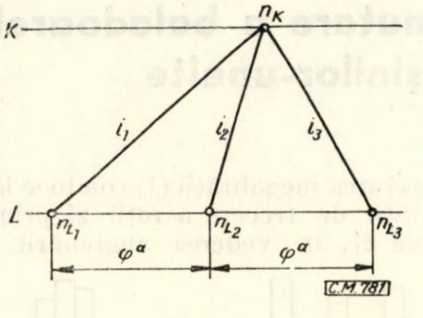


Fig. 2

φ este raţia seriei geometrice după care sînt dispuse turaţiile axului principal al cutiei de viteze;

a — indicele termenului, corespunzător baladorului considerat, din ecuaţia structurală [1].

În condiţiile realizării roţilor baladoare pe axul condus (fig. 1a) roata cu diametrul exterior cel mai mare z_1' va fi determinată de raportul de transmitere cel mai mic i_1. Diametrele exterioare ale celorlalte roţi ale baladorului, în ordine descrescătoare, sînt determinate de rapoartele de transmitere i_2 şi respectiv i_3.

Prin împărţirea inegalităţii (1) cu z_1 se obţine:

$$\frac{z_1'-z_2'}{z_1} > \frac{4}{z_1} \tag{2}$$

sau, ţinînd seamă de faptul că:

$$i_1 = \frac{z_1}{z_1'}; \quad i_2 = \frac{z_2}{z_2'}; \quad i_3 = \frac{z_3}{z_3'}$$

inegalitatea (2) devine:

$$\frac{1}{i_1} - \frac{z_2'}{z_1} > \frac{4}{z_1} \tag{3}$$

Înmulţind al doilea termen al membrului din stînga al inegalităţii (3) cu $\frac{z_2}{z_2}$ aceasta devine:

$$\frac{1}{i_1} - \frac{1}{i_2}\,\frac{z_2}{z_1} > \frac{4}{z_1} \tag{4}$$

Raportul $\frac{z_2}{z_1}$ poate fi exprimat funcţie de i_1 şi i_2 considerînd egalitatea:

$$z_2 + z_2' = z_1 + z_1'$$

sau

$$z_2\left(1+\frac{1}{i_2}\right) = z_1\left(1+\frac{1}{i_1}\right)$$

de unde:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{i_1+1}{i_2+1}\,\frac{i_2}{i_1}$$

Prin înlocuirea în inegalitatea (4) se obţine:

$$\frac{1}{i_1}\,\frac{i_2-i_1}{i_2+1} > \frac{4}{z_1} \tag{5}$$

întrucît $i_2 = i_1\,\varphi^a$ inegalitatea (5) devine:

$$\frac{\varphi^a-1}{i_1\,\varphi^a+1} > \frac{4}{z_1} \tag{6}$$

Printr-o serie de transformări din inegalitatea (6) se determină:

$$\varphi^a > \frac{z_1+4}{z_1-4i_1} \tag{7}$$

Inegalitatea (7) arată care trebuie să fie valoarea lui φ^a pentru ca condiţia de comutare să fie îndeplinită. Prezenţa în inegalitate a mărimii z_1 (numărul de dinţi ai roţii conducătoare a raportului i_1) nu constituie nici-un impediment. Explicaţia rezidă în aceea că z_1 este numărul de dinţi ai roţii conducătoare și

cea mai mică și, ca urmare, el poate fi ales la o valoare acceptabilă.

Soluționarea problemei cu inegalitatea (7) este totuși anevoioasă și, de aceea, se impune folosirea diagramei redată în figura 3, unde, pe abscisă, au fost trecute numerele de dinți, iar pe ordonată, valorile raportului $\dfrac{z_1 + 4}{z_1 - 4i_1}$.

Pentru trasarea și folosirea curbelor corespunzătoare diferitelor valori ale raportului de transmitere i_1 se impun cîteva considerații, și anume :

1. Valorile rapoartelor de transmitere i_1 cărora le corespund numerele de dinți ai roții z_1 aflate pe ordonata φ^a conduc la obținerea unor soluții limită, la care cercurile exterioare ale roților z_1 și z_2' sînt tangente, ceea ce, din punct de vedere practic, nu poate fi acceptat.

2. Toate valorile rapoartelor de transmitere i_1 aflate pe ordonate mai mici decît φ^a determină soluții reale de comutare, deoarece este respectată inegalitatea (7).

3. Deoarece rapoartele de transmitere folosite în cutiile de viteză ale mașinilor-unelte sînt limitate, la valorile minimă de 1/4 și maximă 2/1, apar evidente următoarele două valori limită ale raportului i_1 :

— totdeauna poate primi valoarea minimă

$$i_{1\,\text{min.}} = \frac{1}{4};$$

— niciodată nu poate primi valoarea maximă 2/1, valoare ce i se poate atribui numai raportului de transmitere i_3.

În acest caz valoarea maximă a raportului de transmitere i_1 se poate determina funcție de φ^a. Considerînd rețeaua structurală normală se poate scrie :

$$i_2 = i_1 \varphi^a$$

$$i_3 = i_2 \cdot \varphi^a = i_1 \varphi^{2a}$$

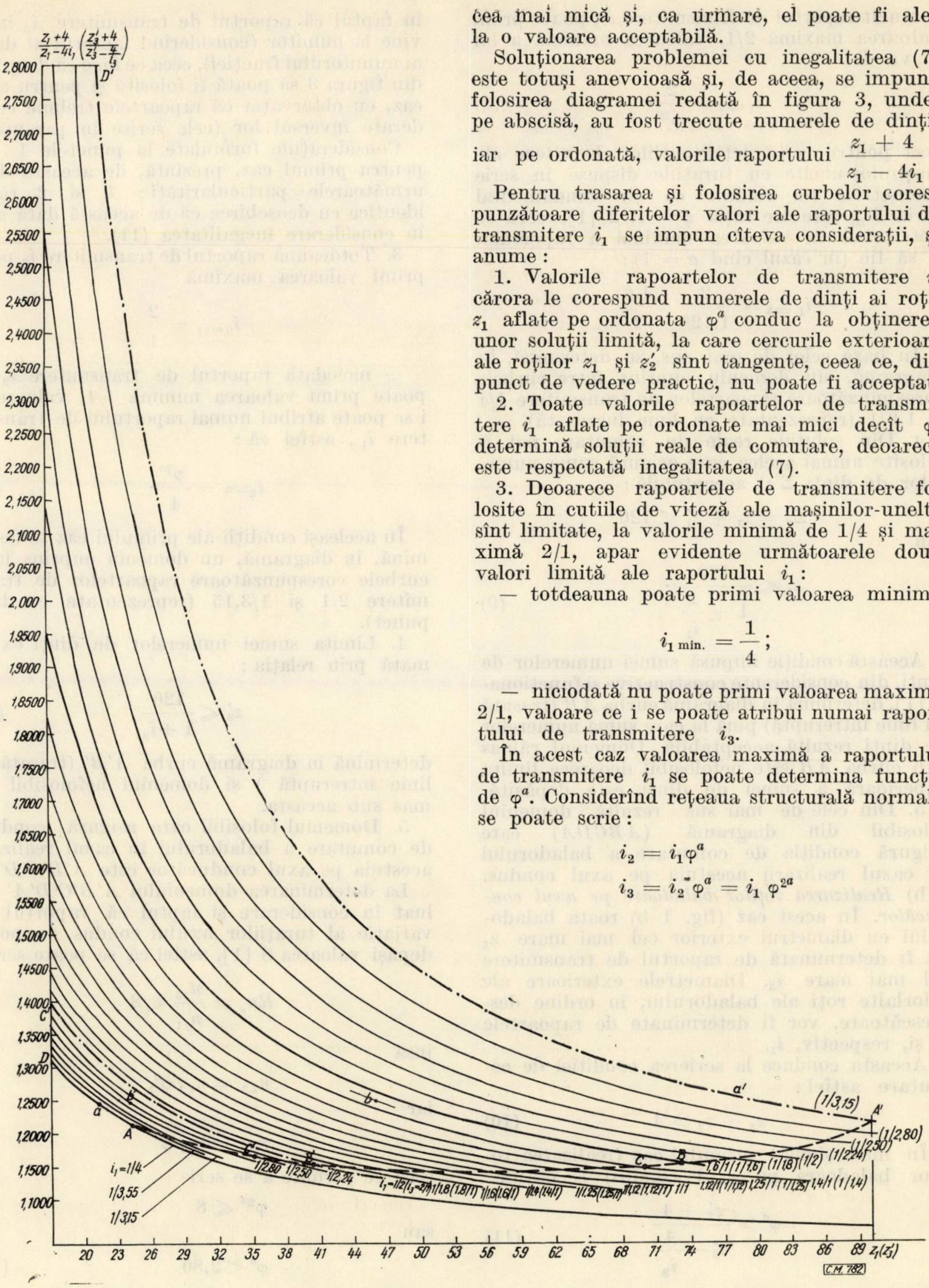


Fig. 3

Întrucît raportul de transmitere i_3 poate primi valoarea maximă 2/1, valoarea maximă a lui i_1 va fi:

$$i_{1\,\max} = \frac{2}{\varphi^{2a}}, \qquad (8)$$

însă pentru construcţia cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte cu turaţiile dispuse în serie geometrică s-a stabilit ca şir fundamental seria R_{20} care are raţia $\varphi = 1{,}12$ [1], ceea ce determină ca valoarea maximă a raportului i_1 să fie (în cazul cînd $a = 1$):

$$i_{1\,\max} = \frac{2}{1{,}12^2} = \frac{1{,}6}{1}$$

În baza celor de mai sus, se determină, în diagramă, un domeniu cuprins între curbele corespunzătoare rapoartelor de transmitere 1/4 şi 1,6/1 (reprezentate cu linie îngroşată).

4. Din soluţiile reale de comutare pot fi folosite numai acelea care asigură suma numerelor de dinţi Σz) acceptabilă:

$$\Sigma z = z_1 + z_1' \leqslant 120$$

sau

$$z_1 \leqslant \frac{120}{1 + \frac{1}{i_1}}. \qquad (9)$$

Această condiţie impusă sumei numerelor de dinţi, din considerente constructive şi funcţionale [1], determină în diagramă curba *AB* (trasată cu linie întreruptă) pînă la care suma numerelor de dinţi rezultă acceptabilă. Domeniul rămas sub curba *AB* este nefolosibil deoarece limita superioară a sumei de dinţi este depăşită.

5. Din cele de mai sus rezultă domeniul folosibil din diagramă (*ABCDA*) care asigură condiţia de comutare a baladorului în cazul realizării acestuia pe axul condus.

b) ***Realizarea roţilor baladoare pe axul conducător.*** În acest caz (fig. 1 b) roata baladorului cu diametrul exterior cel mai mare z_3 va fi determinată de raportul de transmitere cel mai mare i_3. Diametrele exterioare ale celorlalte roţi ale baladorului, în ordine descrescătoare, vor fi determinate de rapoartele i_2 şi, respectiv, i_1.

Aceasta conduce la scrierea condiţiei de comutare astfel:

$$z_3 - z_2 > 4 \qquad (10)$$

În mod similar primului caz (realizarea roţilor baladoare pe axul condus) se obţine:

$$\varphi^a > \frac{z_3' + 4}{z_3' - \frac{4}{i_3}} \qquad (11)$$

Se observă că inegalitatea (11) este de aceeaşi formă cu inegalitatea (7). Deosebirea constă în faptul că raportul de transmitere i_3 intervine la numitor (considerînd factorul al doilea al numitorului fracţiei), ceea ce face ca diagrama din figura 3 să poată fi folosită şi pentru acest caz, cu observaţia că rapoartele trebuie considerate inversul lor (cele scrise în paranteze).

Consideraţiile formulate la punctele 1 ... 5 pentru primul caz, prezintă, de această dată, următoarele particularităţi: 1 şi 2 rămîn identice cu deosebirea că de această dată se ia în considerare inegalitatea (11).

3. Totdeauna raportul de transmitere i_3 poate primi valoarea maximă

$$i_{3\,\max} = \frac{2}{1}$$

— niciodată raportul de transmitere i_3 nu poate primi valoarea minimă 1/4, valoare ce i se poate atribui numai raportului de transmitere i_1, astfel că:

$$i_{3\,\min} = \frac{\varphi^{2a}}{4}. \qquad (12)$$

În aceleaşi condiţii ale primului caz se determină, în diagramă, un domeniu cuprins între curbele corespunzătoare rapoartelor de transmitere 2/1 şi 1/3,15 (reprezentate cu linie punct).

4. Limita sumei numerelor de dinţi exprimată prin relaţia:

$$z_3' \leqslant \frac{120}{1 + i_3} \qquad (13)$$

determină în diagramă curba *A'B'* (trasată cu linie întreruptă) şi domeniul nefolosibil rămas sub aceasta.

5. Domeniul folosibil care asigură condiţia de comutare a baladorului în cazul realizării acestuia pe axul conducător este *A'B'C'D'A'*.

La determinarea domeniului *A'B'C'D'A'* s-a luat în considerare şi faptul că raportul de variaţie al turaţiilor axului condus nu poate depăşi valoarea 8 [1], astfel că se poate scrie:

$$Rn_L = \frac{n_{L3}}{n_{L1}} \leqslant 8$$

însă

$$n_{L3} = n_{L2}\,\varphi^a,$$

iar

$$n_{L2} = n_{L1}\,\varphi^a$$

ceea ce permite a se scrie

$$\varphi^{2a} \leqslant 8$$

sau

$$\varphi^a < 2{,}80 \qquad (14)$$

Deci φ^a nu poate depăşi valoarea 2,80, valoare care a determinat în diagramă punctul *D'*.

Modul de folosire a diagramei. 1. Se determină valoarea φ^a care este o constantă pentru o anume reţea structurală.
2. Se determină $i_{1\max}$ sau i_{3min} cu relaţiile (8) şi respectiv (12).
3. Se determină în diagramă limitele maximă şi minimă ale raportului i_1 sau i_3 care asigură condiţia de comutare a baladorului, alegîndu-se acea valoare care satisface şi criteriile de alegere a reţelei structurale optime [2].

Astfel, dacă se consideră $\varphi^a = 1{,}25$ (valoare ce corespunde cazurilor : $\varphi = 1{,}12$; $a = 2$ sau $\varphi = 1{,}25$; $a = 1$), limitele rapoartelor de transmitere corespunzătoare celor două cazuri de realizare a roţilor baladoare vor fi :

— realizarea roţilor baladoare pe axul condus

$$i_{1max} = \frac{2}{1{,}12^4} = \frac{1{,}5}{1}$$

Deci valoarea lui i_1 va trebui să fie cuprinsă între 1/4 şi 1,5/1 :

$$\frac{1}{4} \leqslant i_1 \leqslant \frac{1{,}5}{1}$$

Aceasta determină un domeniu folosibil cuprins între punctele *a A c b a* ;

— realizarea roţilor baladoare pe axul conducător

$$i_{3\,min} = \frac{1{,}12^4}{4} = \frac{1{,}6}{4} = \frac{1}{2{,}5}$$

Deci în acest caz

$$\frac{1}{2{,}5} \leqslant i_3 \leqslant \frac{2}{1}$$

Aceasta determină domeniul *a'B'c'b'a'*.

În condiţiile folosirii roţilor dinţate cu dantură corijată domeniul folosibil se determină în acelaşi mod ca pentru roţile cu dantură necorijată. Se impune însă, de această dată, mai ales atunci cînd diferenţa dintre numerele de dinţi ai roţilor considerate este mică (apropiată de valoarea 4), şi verificarea diametrelor exterioare.

La folosirea reţelelor structurale anormale trebuie să se ţină seamă de aceasta la calculul valorii φ^a.

Concluzii

1. La baladoarele cu $\varphi^a = 1{,}12(\varphi = 1{,}12$; $a = 1)$ nu există soluţii reale de comutare.
2. La baladoarele cu $\varphi^a = 2{,}80$ $(\varphi = 1{,}12$; $a = 9)$ domeniul folosibil va fi :

— *DA*, dacă roţile baladoare se realizează pe axul condus, deoarece, $i_{1min}' = i_{1max}' = \frac{1}{4}$.

— *C'B'*, dacă roţile baladoare se realizează pe axul conducător, deoarece $i_{3min}'' = i_{3max} = \frac{2}{1}$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez Emil*,, Maşini-unelte. Bazele teoretice ale proiectării. Vol. I. Cinematica'' Bucureşti Editura tehnică, 1969.
[2] *Sandu I. Gh.* ,,Alegerea reţelei structurale optime la elaborarea cinematicii cutiilor de viteze cu mai mult de două axe''.
Studii şi cercetări de mecanică aplicată, Tom 19, vol. 4, Bucureşti. Editura Academiei RSR, 1965.

* * *

CZ 621.43–63

Contribuţii cu privire la caracterizarea rezistenţei la detonaţie a combustibililor utilizaţi în motoarele cu aprindere prin scînteie

Conf. dr. ing. David PERETZ – Institutul politehnic – Iaşi

Creşterea indicilor de performanţă tehnico-economică a motoarelor cu aprindere prin scînteie este astăzi frînată de apariţia arderii detonante, care constituie una din principalele forme de ardere anormală.

Deoarece tendinţa la detonaţie a motorului, precum şi intensitatea detonaţiei depind în mare măsură de natura combustibilului [1], [2], caracterizarea corectă a rezistenţei la detonaţie a acestuia a constituit una din preocupările continue ale cercetătorilor în acest domeniu. În acest scop au fost elaborate o serie de metode de laborator cum sînt de exemplu metoda de cercetare, metoda motor, metoda de aviaţie şi cea de supraalimentare. În alte metode, cum ar fi metoda ,,Uniontown'' şi metoda ,,Bordeline'' numite ,,de drum'' se ţine seama şi de particularităţile constructive şi funcţionale ale motorului respectiv, care influenţează procesul de detonaţie.

Concluziile cercetărilor din ultimii 15 ani cu privire la arderea detonantă în motoarele cu aprindere prin scînteie au confirmat faptul că detonaţia este efectul unei reacţii în lanţ de oxidare a hidrocarburilor din amestecul final şi care duce la autoaprinderea acestui amestec. În felul acesta s-au deschis noi posibilităţi de apreciere a calităţilor antidetonante ale combustibililor utilizînd caracteristicile cinetice ale procesului. În acest sens se menţionează lucrarea lui Weissmann [3], care caracterizează combustibilii prin durata procesului de predetonaţie. Experienţele efectuate justifică introducerea unei caracteristici denumite ,,cifra octanică a duratei procesului de predetonaţie'', precum şi propunerea ca metoda să fie standardizată şi aplicată în determinarea în laborator a calităţilor antidetonante ale combustibililor. Rezultatele sînt asemănătoare celor obţinute prin metoda ,,de drum''.

În această lucrare se prezintă rezultatele experimentale ale unor cercetări legate de posibilitatea caracterizării rezistenţei la detonaţie a unui combustibil cu ajutorul a două cifre caracteristice care reprezintă parametrii cinetici ai reacţiei de predetonaţie şi care determină univoc modul de desfăşurare a acestei reacţii. Metoda ar putea fi utilă în cercetările efectuate în vederea îmbunătăţirii calităţilor antidetonante ale benzinelor utilizate în motoarele cu aprindere prin scînteie.

Principiul metodei. Reacţia de predetonaţie din amestecul final poate fi descrisă cu ajutorul unui model fenomenologic şi matematic corespunzător [4], [5], [6].

Ecuaţiile de calcul, de exemplu pentru viteza de reacţie, sînt

$$w = \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}\left(\frac{t}{\tau_{aa}}\right)} = m\left(\frac{t}{\tau_{aa}}\right)^{m} \cdot \mathrm{e}^{-\frac{m}{m+1}\cdot\left(\frac{t}{\tau_{aa}}\right)^{m+1}} \tag{1}$$

$$W_{cr} = m \cdot e^{-\frac{m}{m+1}} \tag{2}$$

în care:

w — viteza de reacţie în raport cu timpul relativ;

w_{cr} — viteza critică la sfîrşitul reacţiei de predetonaţie;

y — consumul redus în combustibil din amestecul final;

t — timpul;

τ_{aa} — durata reacţiei de predetonaţie;

m — exponentul cinetic al reacţiei.

Evoluţia procesului de detonaţie este deci definită prin doi parametri cinetici, m şi τ_{aa}.

Exponentul cinetic m poate fi exprimat ca funcţie de timpul relativ de începere a unei reacţii sensibile $\frac{to}{\tau_{aa}}$, [7], conform ecuaţiei

$$0{,}005 = \frac{1 - \mathrm{e}^{-\frac{m}{m+1}\cdot\left(\frac{t_0}{\tau_{aa}}\right)^{m+1}}}{1 - \mathrm{e}^{-\frac{m}{m+1}}}, \tag{3}$$

în care t_0 este momentul începerii unei reacţii sensibile de predetonaţie. În consecinţă, modul de desfăşurare al procesului e determinat univoc cu ajutorul a două intervale de timp, t_0 şi τ_{aa} direct accesibile unor măsurări experimentale. Momentul de timp zero pentru măsurări se alege convenţional, de exemplu în măsurările efectuate s-a considerat că acest moment corespunde la — 60°RAC.

Măsurările se efectuează cu ajutorul diagramelor indicate comparative. În acest scop se utilizează doi combustibili, unul de referinţă şi altul care prezintă fenomenul de ardere detonantă [7]. Combustibilul de referinţă se caracterizează printr-o rezistenţă relativ mare faţă de reacţiile de predetonaţie, cum este izooctanul, diizobutilenul, benzenul.

Viteza de creştere a presiunii la combustibilul care detonează este mai mare în comparaţie cu cea a combustibilului de referinţă nu numai ca efect al căldurii suplimentare degajate prin reacţiile de predetonaţie, dar şi datorită accelerării procesului de ardere provocate de prezenţa compuşilor intermediari de oxidare în amestecul final. Suprapunînd diagramele indicate ridicate în aceleaşi condiţii de lucru pentru cei doi combustibili amintiţi se poate determina punctul de desprindere al unei curbe de cealaltă şi care corespunde momentului de timp t_0, cum se observă din figura 1.

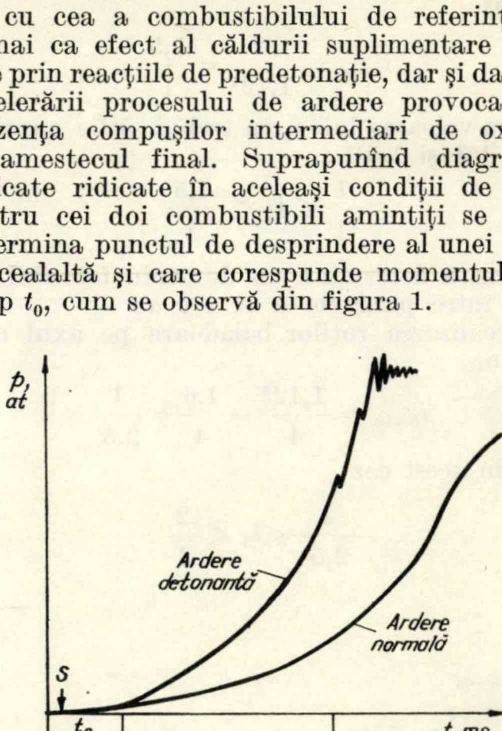


Fig. 1

Sfîrşitul procesului de predetonaţie (τ_{aa}) corespunde primei oscilaţii de presiune sesizată pe diagrama indicată a combustibilului care arde detonant (fig. 1).

Cunoscînd valorile t_0 şi τ_{aa} se calculează exponentul cinetic m [7] şi apoi viteza de reacţie, conform ecuaţiilor (1) şi (2).

Instalaţia experimentală. Cercetările experimentale s-au executat pe o instalaţie special adaptată în acest scop [8], care dă posibilitatea măsurării cu precizie ridicată a celor două intervale de timp. Eroarea de măsură este de ± 0,1 °RAC. Motorul utilizat este un motor monocilindric IT — 9 — 2. Modul de lucru este precizat în lucrarea [8].

Rezultate experimentale. Condiţiile de lucru au fost următoarele :

$$\varepsilon = 6 \qquad t_i \text{ aer} = 45°\text{C} \qquad n = 900 \text{ rot/min}$$

$$\lambda = 0{,}85 \qquad t_{i\,am} = 150°\text{C} \qquad \alpha_s = 40°\text{RAC}.$$

Combustibilul de referinţă — izooctan, iar combustibilii cercetaţi din punctul de vedere al rezistenţei la detonaţie sînt etaloane primare formate din amestecuri diferite de izooctan cu n — heptan. S — a lucrat cu o precizie de 1 div. scară abscisă = 1 mm = 0,22°RAC şi 1 div. scară ordonată = 1 mm = 0,15 at. Rezultatele experimentale prezentate în continuare sînt media a cel puţin 20 de determinări separate.

În figura 2 sînt redate curbele de ardere detonantă în coordonatele presiune — unghi RAC, pentru patru combustibili cu conţinut variabil în izooctan, precum şi curba de compresie şi cea de ardere normală a izooctanului (combustibil de referinţă).

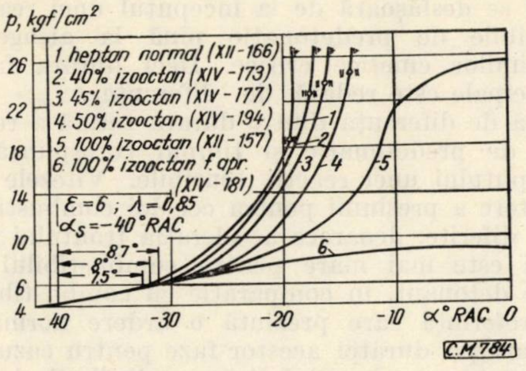


Fig. 2

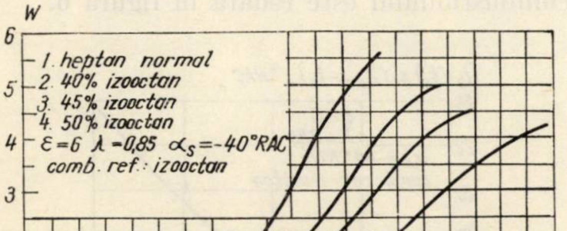


Fig. 3

În baza acestor date experimentale s-au calculat mărimile cinetice m şi τ_{aa} şi rezultatele au fost centralizate în tabela 1. Evoluţia reacţiilor de predetonaţie pentru aceste cazuri este redată în figura 3.

Analizînd rezultatele obţinute cu privire la desfăşurarea reacţiilor de predetonaţie în prezenţa unui front de flacără iniţiat de o scînteie electrică se poate constata următoarele :

— O reacţie sensibilă de predetonaţie începe cu atît mai tîrziu cu cît conţinutul în izooctan din amestec creşte, deci cu cît rezistenţa la detonaţie a combustibilului este mai mare.

Aceeaşi observaţie se poate face şi în legătură cu durata reacţiei τ_{aa}, care creşte o dată cu creşterea conţinutului în izooctan din amestec (fig. 4).

Tabela 1

Nr. crt	Conţinutul în izooctan %	Începutul reacţiei sensibile t_0 °RAC	Sfîrşitul reacţiei de predetonaţie τaa °RAC	Raport de timp $\frac{t_0}{\tau aa}$	Exponent cinetic m	Observaţii
1	0	27,5	40,5	0,68	14	$\varepsilon = 6$
2	40	28,0	42,7	0,65	12,5	$\lambda = 0{,}85$
3	45	28,0	44,0	0,63	11,5	$\alpha_s = -40°$ RAC
4	50	28,7	46,7	0,61	10,5	

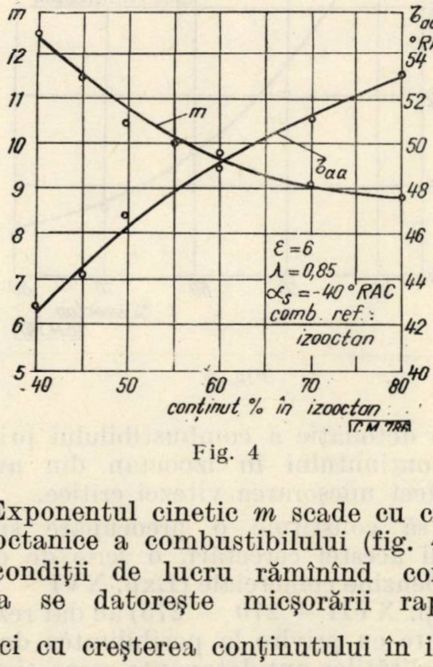


Fig. 4

— Exponentul cinetic m scade cu creşterea cifrei octanice a combustibilului (fig. 4), celelalte condiţii de lucru rămînînd constante. Acesta se datoreşte micşorării raportului $\frac{t_0}{\tau_{aa}}$, deci cu creşterea conţinutului în izooctan din amestec durata reacţiei τ_{aa} creşte cu mult mai rapid decît t_0.

— Comparînd aceste rezultate cu cercetările efectuate pe motorul antrenat [9] este evident că ele sînt similare, cu precizarea că în motorul cu un avans normal la aprindere, reacţiile de predetonaţie se desfăşoară cu mult mai repede decît în motoarele antrenate, încît vor exista deosebiri între valorile mărimilor cinetice m şi τ_{aa} ale reacţiei de predetonaţie în astfel de cazuri.

În tabela 2 şi în figura 4 se prezintă şi alte rezultate experimentale pentru combustibilii cu 60, 70 şi 80% izooctan. În condiţiile de lucru menţionate, ultimul amestec prezintă o detonaţie slabă.

Tabela 2

Nr. exp.	Conținutul în izooctan %	Începutul reacției sensibile t_0 °RAC	Sfirșitul reacției de predetonație τaa °RAC	Raportul de timp $\frac{t_0}{\tau aa}$	Exponent cinetic, m	Observații
XVI—258	60	29	48,9	0,594	9,8	$\varepsilon = 6$
XV — 229	70	29,5	51,1	0,577	9,1	$\lambda = 0,8$
XVI—266	80	30	53	0,567	8,8	$\alpha_s = -40°$ RAC

S-au calculat de asemenea și valorile vitezelor critice ale reacției de predetonație, conform ecuației (2), rezultatele fiind redate grafic în figura 5. Se poate constata că mărirea rezistenței la detonație a combustibilului prin creșterea conținutului în izooctan din amestec are ca efect micșorarea vitezei critice.

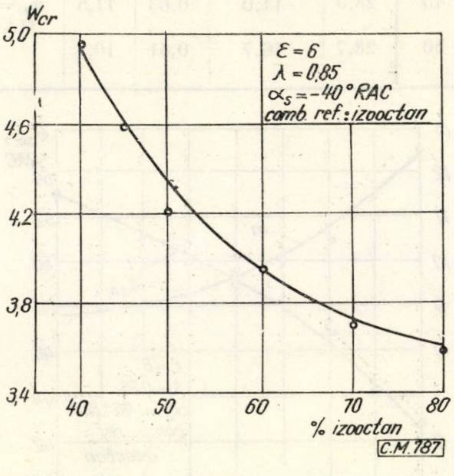


Fig. 5

Fără să constituie o preocupare specială în cadrul acestei cercetări, o serie de experiențe cu benzine comerciale (Exp. XVI — 243 — 250, Exp. XVII — 270 — 275) au dat rezultate interesante cu privire la posibilitatea de apreciere a calităților antidetonante respective.

Se poate deci trage concluzia că menținînd constante condițiile de lucru, rezistența la detonație a combustibilului utilizat influențează desfășurarea reacției de predetonație, încît valorile mărimilor cinetice m și τ_{aa} se modifică și ele.

Fazele procesului de predetonație. Experiențele cu privire la caracterizarea cantitativă a rezistenței la detonație a combustibililor în baza metodei prezentate indică de asemenea că ar fi utilă împărțirea procesului de predetonație în faze. Aceasta ar permite o ordonare și interpretare rațională a datelor experimentale, de exemplu în cazul unui studiu comparativ cu privire la influența unor aditivi asupra rezistenței la detonație a combustibililor.

De aceea se propune împărțirea procesului de predetonație în două faze sau etape și anume :

Faza inițială prin care se înțelege etapa în care procesul de ardere se desfășoară la fel atît la combustibilul care va detona cît și la combustibilul de referință, deci curbele presiune-timp se suprapun pe acest interval de timp. Aceasta înseamnă că durata fazei inițiale este redată de diferența dintre momentul începerii unei reacții sensibile și momentul producerii scînteii ($t_0 - t_s$), desigur cu condiția $t_0 \geqslant t_s$, condiție valabilă pentru cazurile practice posibile. Așa cum s-a arătat, t_0 corespunde momentului desprinderii una de alta a curbelor care reprezintă variația presiunii în funcție de timp pentru cei doi combustibili, divergență datorită celor doi factori — căldura de reacție și concentrația în produse intermediare de oxidare din amestecul final.

Faza principală corespunde etapei care se desfășoară de la începutul unei reacții sensibile de predetonație pînă la atingerea mărimilor cinetice critice. Deci durata fazei principale este redată de diferența ($\tau_{aa} - t_0$), adică de diferența dintre durata totală a reacției de predetonație și timpul corespunzător începutului unei reacții sensibile. Vitezele de creștere a presiunii pentru cei doi combustibili sînt diferite, deoarece accelerația frontului flăcării este mai mare pentru combustibilul ce arde detonant, în comparație cu combustibilul de referință care prezintă o ardere normală.

Variația duratei acestor faze pentru cazurile cercetate experimental și în condițiile de lucru menționate în funcție de rezistența la detonație a combustibilului este redată în figura 6.

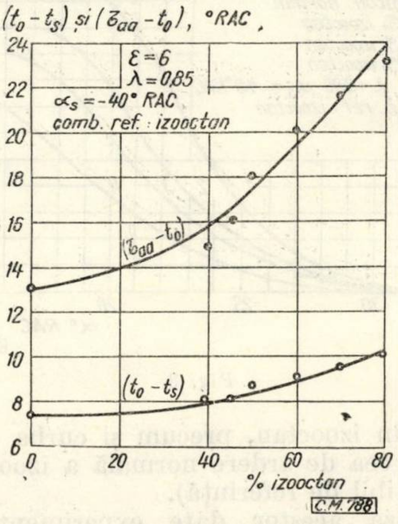


Fig. 6

Se observă că prin utilizarea unor combustibili cu un conținut din ce în ce mai ridicat în izooctan cresc duratele ambelor faze. Această variație este mai puțin importantă pentru faza inițială, esențială fiind creșterea importantantă a duratei fazei principale, care este hotărîtoare pentru durata totală τ_{aa} a reacţiei de predetonaţie.

Astfel, în această interpretare, creşterea rezistenţei la detonaţie a combustibilului se manifestă în special prin mărirea duratei fazei principale a reacţiei.

Concluzii. Cercetările experimentale prezentate în lucrare arată că există posibilitatea ca rezistenţa la detonaţie a combustibililor utilizaţi în motoarele cu aprindere prin scînteie să fie caracterizată prin evoluţia procesului de predetonaţie din amestecul final, respectiv prin valorile exponentului cinetic *m* şi duratei reacţiei de predetonaţie τ_{aa}, într-un motor standard şi în condiţii de lucru date. Rezistenţa la detonaţie influenţează esenţial durata fazei principale, respectiv durata totală a procesului şi duce la micşorarea importantă a exponentului cinetic şi deci a mărimilor cinetice critice care depind de acest exponent. Observaţiile făcute pot fi utilizate în cercetările efectuate în vederea obţinerii unor combustibili cu calităţi antidetonante superioare pentru motoarele moderne.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* ş.a. Combustibili şi lubrifianţi pentru motoare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

[2] *Aramă, C.* şi *Grünwald*, B. Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici. Bucureşti, Ed. tehnică, 1966.

[3] *Weissmann, J.* Contribution à l'étude de la détonation dans les moteurs à allumage commandé. Rev. Inst. franc. pétrole XVII, nr. 2 et nr. 3, 1962.

[4] *Peretz, D.* Über ein Modell der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren. Bul. Inst. Pol. Iaşi. XIV (XVIII), fasc. 1–2, 1968.

[5] *Peretz, D.* Kinetische Gleichungen für Vorreaktionen im Ladungsrest bei klopfender Verbrennung in Ottomotoren. Bul. Inst. Pol. Iaşi, XV (XIX), fasc. 1–2, 1969.

[6] *Peretz, D.* Die Korrelation zwischen den kritischen thermodynamischen Grössen und der Vorreaktion im Ladungsrest bei klopfender Verbrennung in Ottomotoren. Bul. Inst. Pol. Iaşi. XV (XIX), fasc. 3–4, 1969.

[7] *Peretz, D.* A new possibility of studying experimentally the knock of spark-ignition engines. Conf. naţ. mot. Bucureşti, 1970, Preprint I.n.

[8] *Peretz, D.* şi *Ghibu, C.* Instalaţie şi metodică experimentală pentru studiul detonaţiei în motoarele cu aprindere prin scînteie şi în motoarele antrenate. Constr. maş. XXIII, nr. 2, 1971.

[9] *Peretz, D.* Influenţa rezistenţei la detonaţie a combustibililorasupra reacţiei de predetonaţie în motorul antrenat. Bul. Inst. Pol. Iaşi, XVI (XX), fasc. 1–2, 1970

CZ 6. 001. 13 (09)

Tendinţe actuale în domeniul muncii de proiectare

Ing. Anghel POPESCU – I.P.C.M. – Bucureşti
Ing. Victoria-Olimpia LEFTERESCU – Uzina „Electromagnetica" – Bucureşti

În raportul la cel de-al X-lea Congres al P.C.R. s-a arătat că în planul cincinal producţia industriei construcţiilor de maşini va creşte cu 72 — 76 la sută, asigurînd circa 70 la sută din utilajele necesare programului de investiţii pe perioada 1971 — 1975 [1].

În continuare, la plenara C.C. al P.C.R. din 10 — 13 decembrie 1969 s-a arătat că pentru ridicarea productivităţii muncii în unităţile de proiectare este indicată folosirea pe scară largă a proiectelor tip şi a proiectelor reutilizabile, impunîndu-se prin lege interzicerea elaborării şi folosirii de proiecte unicate pentru acele genuri de lucrări la care există proiecte tip.

I. *Scopul studiului timpului de lucru în proiectare*

Ca urmare a sarcinilor trasate privind îmbunătăţirea activităţii de proiectare, este necesar a se analiza unitar metodele pentru stabilirea productivităţii muncii, a capacităţii de proiectare, a volumului de producţie şi a fondului de salarii, care să reflecte real eforturile în activitatea de proiectare.

Una dintre problemele care se găsesc în permanenţă în atenţia institutelor de cercetări şi proiectări, a atelierelor uzinale este aceea a potenţialului de proiectare şi a eficacităţii lucrărilor de proiectare.

Această problemă a fost studiată, în diferite ţări, sub formă de conferinţe care au urmărit atît problemele teoretice legate de caracterul ştiinţific al proiectării, cît şi problemele practice, legate de metodele de lucru şi organizare în domeniul muncii de proiectare, menite să satisfacă cerinţele dezvoltării industriei.

În etapa actuală aprofundarea caracterului ştiinţific al muncii de proiectare este influenţată de starea organizării proiectării, de înzestrarea şi de dezvoltarea părţii teoretice, în domeniul metodelor de proiectare.

II. *Metode de studiu al timpului de proiectare*

Pentru optimizarea lucrărilor de proiectare, o importanţă deosebită trebuie acordată studierii timpului de lucru necesar elaborării unui proiect.

În unităţile de proiectare studierea timpului de lucru se efectuează pentru determinarea informaţiilor referitoare la timpul necesar raţionalizării, optimizării şi planificării lucrărilor de proiectare [8].

Activitatea intelectuală creatoare folosită în domeniul proiectării este un proces complex căruia nu i se pot aplica criteriile generale de normare a muncii. Se pot folosi într-o mică măsură numai principiile metodologice generale de normare a muncii, precum și metodologia elaborării normativelor muncii.

De asemenea, raportarea la criteriul de timp a lucrărilor de proiectare nu este o problemă ușor rezolvabilă.

Metodele aplicate la studierea timpului de lucru trebuie adaptate condițiilor specifice fiecărui atelier de proiectare, ceea ce conduce la împărțirea lor în două categorii :

a) determinarea informațiilor referitoare la timp pentru planificarea lucrărilor ;

b) determinarea etapelor în desfășurarea muncii, pentru planificarea măsurilor de natură organizatorică a muncii.

Legat de cele arătate, problema elaborării de noi normative pentru lucrările de proiectare este în curs de rezolvare în institutele de cercetări și proiectări și în atelierele de proiectare ale uzinelor în așa fel încît planul să asigure proiectantului un timp suficient pentru îndeplinirea sarcinilor sale la un înalt nivel tehnic și constructiv.

III. *Metoda graficelor rețea*

Pentru elaborarea normativelor de timp în lucrările de proiectare se poate folosi experiența practică și științifică a lucrărilor de acest fel elaborate în țară și în străinătate. Astfel, în U.R.S.S. se folosește metoda graficelor-rețea în planificarea lucrărilor de proiectare. Această metodă urmărește următoarea succesiune a operației de planificare a muncii de proiectare :

a) stabilirea structurii organizatorice și pregătirea planificării cu ajutorul graficelor rețea ;

b) elaborarea metodelor de grafice ;

c) determinarea duratei activității de proiectare ;

d) conducerea operativă cu ajutorul graficelor rețea ;

e) sistemele de condiții ale puterii creatoare optime (formarea unor buni proiectanți) ;

f) acordarea unei importanțe deosebite aspectului estetic în conceperea produselor ;

g) folosirea unor elemente tipizate și a îndreptarelor pentru proiectanți, care să conducă la scurtarea timpilor de proiectare.

IV. *Metoda grafică în sisteme bidimensionale și multidimensionale*

În Anglia se folosește studiul dependenței de timp a capacității de proiectare într-un sistem bidimensional de factori. Capacitatea de proiectare este un complex de factori (ore medii convenționale, repere, complexitatea produsului, noutate, originalitate, complexitatea calculelor, modul de documentare etc.), fiind analizată ca un element al desfășurării muncii. Aceasta se traduce prin reprezentarea într-un sistem de axe rectangulare a capacității constructive (c) în funcție de factorul de timp (T) (fig. 1).

Aceasta arată, în cazul proiectelor adaptate, că unghiul este relativ mic și deci capacitatea constructivă este determinată de variabila de timp (T). În cazul proiectelor noi componența criteriului timp este relativ redusă, factorii determinați în această situație nu sînt funcții directe de timp (fig. 2).

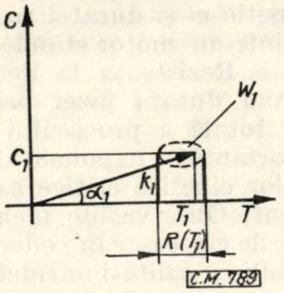


Fig. 1. Dependență de timp a capacității constructive în sistemul bidimensional de factori (proiecte adoptate).

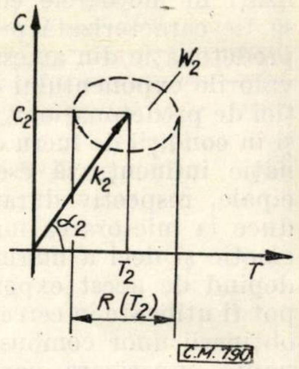


Fig. 2. Dependență de timp a capacității constructive în sistemul bidimensional de factori (proiecte noi).

Cîmpul W reprezintă în acest caz un domeniu larg de valori, iar la stabilirea capacității constructive se va lua în considerare proiecția cîmpului pe axa timpului.

Actualele metode studiază procesul de proiectare în sisteme multidimensionale în scopul formării unei practici corespunzătoare.

Aceasta este o metodă analitică de studiu a timpului pentru stabilirea valorilor de timp necesare prelucrării comenzilor de proiectare, ea referindu-se la următoarele aspecte :

a) Stabilirea bazei de referință pentru comparații considerînd valorile de timp caracteristice sau însușirile unor comenzi de proiectare anterior executate, asemănătoare comenzilor de proiectare în discuție. În acest caz se va avea în vedere specificul funcțional și de specialitate al lucrării de proiectare în cadrul întreprinderii.

b) Reprezentarea cantitativă în timp a factorilor de influență ca rezultat al experienței și al datelor statistice. Dezvoltarea tehnicii scurtează intervalele de timp comparabile, limitînd comenzile de proiectare asemănătoare. Din această cauză factorii de influență se apreciază pe baza experienței.

Uneori această metodă este nesatisfăcătoare pentru a aprecia o comandă mai mare de proiectare, rezultînd adesea variații de timp, care pot ajunge inadmisibil de mari.

c) Definirea factorilor de influență explicați prin volumul comenzii de proiectare și gradele de dificultate a ansamblelor și subansamblelor principale.

Gradul de dificultate reprezintă volumul lucrărilor privind părțile noi de construcție și, în unele cazuri, probleme constructive de asamblare. Volumul comenzii de proiectare se apreciază prin indicații de capacități de producție și prin dimensiunile principale ale obiectului proiectat.

d) Descompunerea în procese parțiale adică împărțirea în procese de prelucrare (trepte de cerințe; faze cronologice) și în obiecte de prelucrat (desene tehnice).

Împărțirea unei comenzi de proiectare în procese parțiale se realizează după capitolele de prelucrare și după obiectele materiale ale prelucrării comenzii. La rîndul lor capitolele de prelucrare pot fi împărțite în subcapitole făcîndu-se însă distincție între fazele cronologice ale prelucrării comenzii (proiectul tehnologic, anteproiectul, proiectul tehnic, desenele de execuție, studiile tehnico-economice etc).

O altă împărțire se efectuează în funcție de calificarea specialiștilor (conducători de proiecte, proiectanți, desenatori tehnici, desenatori copiști).

Uneori în unele domenii de specialitate poate fi necesară determinarea valorilor orientative de timp pentru fiecare dintre obiectivele unei comenzi de proiectare, ele avînd sens dacă rezultatele pot fi valorificate la planificarea lucrărilor.

Un important domeniu de sarcini pentru studierea timpului de lucru în unitățile de proiectare îl formează ceea ce numim cotele de timp ale desfășurării muncii (repartizarea în timp a formelor de desfășurare a lucrărilor de proiectare). Aceasta este necesar a se cunoaște în scopul de a îmbunătăți metodele de muncă sau organizarea muncii, precum și de a urmări respectarea directivelor în vigoare, privind organizarea activității de proiectare [2].

Procedeul cronometrării muncii nu se pretează la studiul general al timpului de muncă în proiectare, dată fiind diversitatea mare a lucrărilor de proiectare.

Un procedeu nou și totodată aplicabil la studiul muncii în atelierul de proiectare este acela al studiului multimoment. Studiul poate fi făcut de un colaborator al sectorului de proiectare și prezintă avantajul de a putea cuprinde mai multe locuri de muncă deodată [4].

Studiul timpului de lucru în unitățile de proiectare contribuie la îmbunătățirea planificării comenzilor și a desfășurării muncii.

V. *Determinarea capacității de proiectare, a prețului de decontare și a eficienței economice* (*exemplu de calcul*)

Calculele de mai jos se execută în conformitate cu normele analitice de proiectare utilaje [3], în vigoare actualmente în institutele de proiectare M.I.C.M., și nu se pot extinde la proiectele de instalații.

Ca bază a metodei de calcul se află reperul (piesa) care este unitatea de măsură comună tuturor proiectelor de utilaje.

Ca exemplu cifric de calcul se dau următoarele date privind un transportor pneumatic :

— numărul total de repere	$R = 442$
— numărul de repere relevate	$R_1 = -$
— numărul de repere STAS	$t = 74$
— numărul de repere reutilizate	$r = 86$
— numărul de repere noi	$n = 262$
— complexitatea documentației	normală
— modul de proiectare	curent
— dificultatea calculelor	normală

1. *Se determină tariful de bază* N care reprezintă valoarea de proiectare în lei/reper.

Valoarea lui N se alege funcție de :

— modul de proiectare (adaptare, proiectare curentă, proiectare după releveu);

— dificultatea documentării (simplă, normală, complexă, cu soluții originale).

Pentru cazul dat : $N = 58$ lei/reper

— valoarea părții economice pentru reperele STAS $C_1 = 1{,}51$ lei/reper

— valoarea părții economice pentru reperul normal $C_2 = 3$ lei/reper

— valoarea muncii aferente condițiilor de începere a lucrării $C = 525$ lei/lucrare.

2. *Se determină parametrul* K, coeficientul de complexitate al proiectului produs a 7 factori. $K = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \cdot k_7$ în care :

k_1 este coeficientul în funcție de numărul total de repere (R) și raportul dintre numărul de repere ($t + r$) și numărul total de repere (R);

k_2 — coeficientul pentru condiții speciale de proiectare (completări de temă, modificări de soluții constructive, prototipuri etc.);

k_3 — coeficientul pentru volumul de fabricație;

k_4 — coeficientul pentru dificultatea de proiectare a reperelor noi (piese turnate, forjate etc.);

k_5 — coeficientul care este funcție de numărul de repere detaliate;

k_6 — coeficientul care ține seamă de felul cum este întocmită documentația unui proiect în funcție de destinația acestuia (țara, export);

k_7 — coeficientul pentru documentare suplimentară și însușirea de cunoștinte noi în afara specialității de bază.

În exemplul dat :

$$k_1 = 0{,}42\,;\ k_2 = 1\,;\ k_3 = 1\,;\ k_4 = 1\,;\ k_5 = 2{,}5\,;$$
$$k_6 = 1\,;\ k_7 = 1.$$

3. *Se calculează tariful de proiectare* :

$$T = C + RNK + 50\ R_1 + \mathrm{t}\ C_1 + (R - \mathrm{t})\ C_2 =$$
$$= 525 + 442 \times 58 \times 1{,}05 + 74 \times 1{,}51 +$$
$$+ (442 - 74) \times 3 = 28 \cdot 659 \text{ lei.}$$

4. *Calculul economiilor* :

$$N_{med} = \frac{T}{R} = \frac{28\cdot 659}{442} \cong 65 \text{ lei/reper};$$

$$T_{ec} = r\cdot N_{med} = 86 \times 65 \cong 5600 \text{ lei}.$$

5. *Determinarea capacităţii de proiectare* :

$$C_p = \frac{T}{p} = \frac{28\cdot 659}{10} \cong 2866 \text{ ore medii};$$

p = 10 lei/oră medie de proiectare.

Se consideră coeficientul mediu de încordare = 1,6

$$C_{pr} = \frac{2866}{1{,}6} = 1795 \text{ ore medii reale}$$

6. *Eficienţa proiectării* :

$e = \frac{V}{T} = \frac{165\cdot 000}{28\cdot 659} = 5{,}7$ lei investiţie/lei post-tarifare ;

V = valoarea utilajului.

7. *Economii prin refolosiri* :

T_{ec} = 5600 lei (3% din valoarea utilajului).

8. *Economii de metal* (prin soluţii constructive, prin înlocuiri de metale) 10 %

9. *Economii import* 2000 lei valută.

VI *Noi procedee de lucru în unităţile de proiectare*

În condiţiile actuale ale dezvoltării tehnicii, raţionalizarea lucrărilor de proiectare, în general, se poate realiza cu ajutorul calculatoarelor electronice. Astfel, calculatoarele electronice cu echipament suplimentar auxiliar montat la aparatele de desenat servesc la întocmirea desenelor de execuţie, efectuarea calculelor de dimensionare, stabilirea cotelor, precum şi înscrierea lor pe desen,

Un exemplu concludent ni-l oferă activitatea de proiectare într-o uzină de maşini electrice de transformatoare, unde se găsesc în fabricaţie o gamă variată de produse care diferă între ele prin anumiţi parametri tehnici; acesta este cazul construcţiilor de principiu, la care eficacitatea calculatorului electronic se face imediat simţită : proiectantul stabileşte toate formulele de calcul şi legăturile logice, cu ajutorul cărora se pot deduce, pentru fiecare caz în parte, datele variabile, avînd în acest fel baza programării [5], [7].

Pentru ca o construcţie de principiu să poată fi programată, programatorul trebuie să aibă în vedere toate detaliile constructive, formulele de calcul şi legăturile logice pentru toate cazurile imaginabile.

Printr-o construcţie ordonată a programului de proiectare este posibilă prelucrarea datelor începînd cu piese simple şi subansamble şi continuînd pînă la proiectarea întregii maşini.

Utilizînd calculatoarele electronice în proiectare s-a constatat că preţul de cost al timpului de lucru al instalaţiei de prelucrare a datelor este mai redus decît cheltuielile legate de proiectarea manuală.

Raportul dintre timpul manual şi cel de maşină la acelaşi număr de desene este de 1000/1, ceea ce înseamnă că munca unui proiectant într-o lună este rezolvată de către calculator în 10 minute. Deci teoretic vorbind, un calculator electronic poate înlocui munca a 1000 de proiectanţi. Aceasta înseamnă că într-o întreprindere un calculator electronic nu poate fi încărcat numai cu programarea muncii de proiectare, ci se poate utiliza şi în alte scopuri.

VII *Necesitatea unei dotări moderne a atelierelor de proiectare*

Pentru mărirea productivităţii muncii de proiectare este necesară organizarea ştiinţifică a locului de muncă, folosirea raţională a suprafeţei disponibile pentru plasarea planşetelor de desen, reproiectarea aparatelor de desenat pentru mărirea spaţiului de desen, a preciziei, a vitezei de lucru, a manevrabilităţii şi a accesibilităţii lor şi asigurarea poziţiei normale de lucru a proiectantului.

Dintre noile tipuri de dispozitive de desen şi materiale auxiliare pentru desen, recomandăm : sistemele cu rezervoare de tuş cu mai multe duze, trăgătoarele cu tuş pentru desenare pe folii de mase plastice, rindelele pentru tuş, creioanele cu mine speciale, şabloanele pentru scriere oblică, şabloanele pentru înscrierea dimensiunilor şi a caracteristicilor suprafeţelor, şabloanele hidraulice şi pneumatice pentru desene de instalaţii, modelele pentru reprezentări frecvente, cîmpurile pentru litere cu linii de control, dispozitivele de desenat în perspectivă izometrică etc. [6].

În prezent, se constată o mare schimbare şi înnoire a maşinilor de calculat, complet tranzistorizate, care execută, în afară de cele 4 operaţii de bază, extragere de rădăcină, logaritmi naturali, şi operaţii cu funcţii, asigurînd o precizie ridicată, timpi de calcul de ordinul fracţiunilor de secundă, ocupă spaţiu mic de lucru şi lucrează prin programare cu cartele perforate; de asemenea oferă posibilitatea unui control permanent.

În anumite domenii ale industriei (aviaţie, nave marine, automobile) în care se cere o mare precizie, se impune introducerea maşinilor de desenat programate numeric, care să reprezinte grafic informaţiile date de calculator.

Astfel, în construcţia de turbine se utilizează cuplarea directă a calculatorului numeric cu maşina de desenat automată pentru dimensionarea paletelor, desenarea profilului și secțiunii lor și execuția sculelor și a dispozitivelor de prelucrat pe mașinile-unelte.

Pe de altă parte, se constată automatizarea instalațiilor de heliografiere care lucrează după procedee uzuale (mașini combinate de expunere și developare cu dispozitive de repetare și sortare de mare productivitate) și dezvoltarea aparaturii de prelucrare a microfilmelor (aparate de citit, mărit și reprodus microfilme).

VIII *Concluzii*

Din cele analizate rezultă că institutele de proiectare vor îndeplini sarcinile trasate la cel de-al X-lea Congres al PCR, prin organizarea mai judicioasă a muncii, prin ridicarea nivelului profesional al proiectanților și prin introducerea unei dotări moderne, care să asigure creșterea productivității muncii de proiectare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ceaușescu N.* Raport la cel de-al X-lea Congres al PCR.

[2] Hotărîre privind organizarea activității de proiectare HCM nr. 547 din Buletinul Oficial al RSR, 5 iunie 1970.

[3] Normele analitice de proiectare pentru utilaje — M.I.C.M

[4] Sequential work sampling tests. Rev. The international of production research vol. 5 nr. 4/1967, pag. 263—274.

[5] Die elektronische Rechenanlage als Hilfsmittel bei der Herstellung von Werkstattzeichnungen. Rev. Konstruktion 19 nr. 1, 1967, pag. 1—7.

[6] Rationalisierung im Konstruktionsbüro. Rev. Konstruktion 19 nr. 11, 1967, pag. 429—440.

[7] Proiectarea cu ajutorul calculatoarelor. Rev. Industrieanzeiger 55 nr. 10, 1968 pag. 49—55.

[8] Considerații referitoare la metodica proiectării. Rev. Konstruktion 20 nr. 10 1968, pag. 381—385.

CZ 66.046.2

Schimbătoare de căldură spirale

Ing. Eugen POPESCU – ICPUCR – București
Ing. Dan GHEORGHIU – ICPUCR – București

Utilizările recente ale schimbătoarelor de căldură spirale și referirile asupra lor în literatura de specialitate consemnează interesul tehnicienilor, mecanici sau chimiști, de a proiecta, realiza și folosi schimbătoare de căldură spirale în condiții tehnologice adecvate, pentru o gamă largă de operații de transfer de căldură, atît în cazurile în care aceste aparate sînt cele mai indicate (condiții de gabarit, tendința fluidelor circulate de a murdări suprafețele de schimb de căldură, condiții de rezistență la coroziune), cît și în toate situațiile cînd, prin performanțele lor funcționale, schimbătoarele de căldură spirale devin mai economice față de celelalte tipuri de aparate de schimb de căldură.

În principiu, un schimbător de căldură spiral este format din două table relativ lungi înfășurate în spirală (corpul aparatului), închise alternativ pe una dintre părți cu ajutorul a două benzi sudate de înfășurările spirale. Banda fixează distanța dintre tablele înfășurate; între înfășurările spirale se introduc uneori bolțuri distanțiere care măresc stabilitatea mecanică a înfășurării.

De fiecare parte a înfășurării în spirală se montează capace care închid canalele pe ultima latură rămasă, formînd astfel două canale de secțiune dreptunghiulară.

Cele două canale spirale sînt prevăzute la capete cu cîte două racorduri de legătură.

Dimensiunile principale ale unui schimbător de căldură spiral sînt : lățimea interstițiului (100 — 2000 mm), mărimea interstițiului (4 — 30 mm), diametrul maxim al spirei exterioare (1500 mm), lungimea maximă a canalului spiral (120 m). Un aparat cu dimensiunile maxime realizează o suprafață de schimb de căldură de circa 180 m².

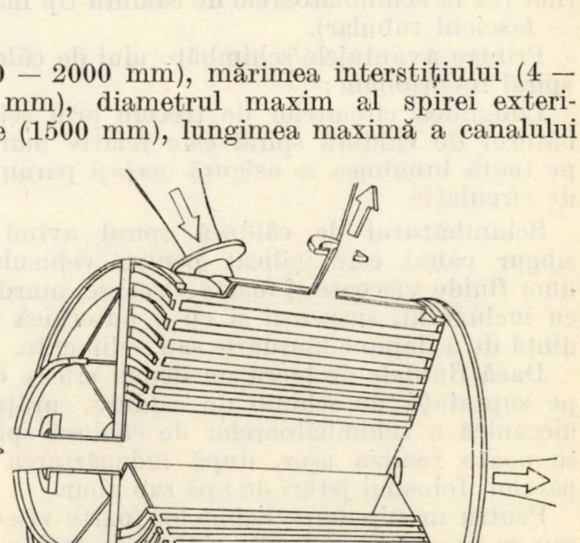


Fig. 1. Schimbător de căldură spiral.

Pentru schimbătoarele de căldură spirale se folosesc materiale de construcţie care pot fi prelucrate la rece şi sudate. Obişnuit se folosesc : oţel carbon, oţel aliat şi înalt aliat, aliaje de aluminiu, aliaje de cupru, aliaje de nichel sau metale ca nichel, cupru, titan etc. ; nu se poate folosi material placat.

Materialul de construcţie conferă şi rezistenţa la coroziune, dar schimbătorul spiral poate fi protejat la coroziune anodic sau prin acoperiri cu lacuri sau răşini. Protecţia anodică este realizată prin introducerea în canalul spiral a unui electrod de sacrificiu.

Solicitările mecanice asupra tablelor corpului schimbătorului provin din presiunea fluidelor de lucru. Fiecare spiră este solicitată de presiunea diferenţială creată între două canale vecine. În situaţia cînd unul dintre fluide nu curge prin schimbător, presiunea de proiectare luată în considerare este presiunea maximă a unui fluid acţionînd pe spira cu rază de curbură maximă.

Limitările temperaturilor de lucru sînt guvernate de limitările impuse materialelor de construcţie folosite, nefiind necesare soluţii constructive complicate pentru preluarea dilatărilor (ca la schimbătoarele de căldură tip manta — fascicul tubular).

Printre avantajele schimbătorului de căldură spiral menţionăm :

Lungimea circuitelor de trecere prin schimbătorul de căldură spiral este relativ mare şi pe toată lungimea se asigură aceiaşi parametri de circulaţie.

Schimbătorul de căldură spiral avînd un singur canal este indicat pentru vehicularea unor fluide vîscoase şi foarte vîscoase, murdare, cu incluziuni, suspensii şi cu o puternică tendinţă de a depune murdărie sau sedimente.

Dacă fluidele de lucru nu depun cruste dure pe suprafaţa de schimb de căldură, curăţarea mecanică a schimbătoarelor de căldură spirale se poate realiza uşor, după îndepărtarea capacelor, folosind jeturi de apă sau abur.

Pentru manipularea lichidelor foarte vîscoase sau cu un conţinut foarte ridicat de incluziuni, schimbătorul de căldură spiral are o construcţie fără bolţuri distanţiere în canale.

Datorită grosimii relativ mari a tablei peretelui canalului spiral, 2—8 mm faţă de grosimea peretelui ţevii schimbătoarelor tubulare, schimbătorul spiral se defectează mai greu.

Printre dezavantaje menţionăm acela legat de întreţinerea aparatului : nu se pot efectua de regulă reparaţii pe şantier sau la locul de funcţionare.

Schimbătoarele de căldură spirale au fost patentate în 1883 în Anglia, dar utilizarea lor pe scară industrială şi dezvoltarea lor constructivă se datorează inginerului suedez Rosemblad care în 1930 le-a folosit în instalaţiile din industria celulozei şi hîrtiei.

De atunci ele au fost continuu studiate şi perfecţionate în Suedia, Germania, S.U.A., U.R.S.S. O serie de firme constructoare din aceste ţări livrează după catalog asemenea aparate.

Tipuri constructive şi utilizări specifice

Înfăşurarea celor două table şi închiderea cu capace poate fi concepută astfel încît :

— ambele fluide să circule în curent spiral;

— un fluid să circule în curent spiral şi altul în curent transversal (paralel cu axa aparatului);

— un fluid să circule în curent spiral şi altul în curent combinat (transversal şi spiral).

La curgerea ambelor fluide în curent spiral, corpul aparatului este echipat cu capace plane pe ambele părţi.

Se formează astfel două canale de secţiune dreptunghiulară în lungul cărora fluidele circulă în contracurent sau în echicurent. Fluidul cald circulă prin canalul interior, intrînd de obicei prin centrul aparatului şi ieşind la periferie.

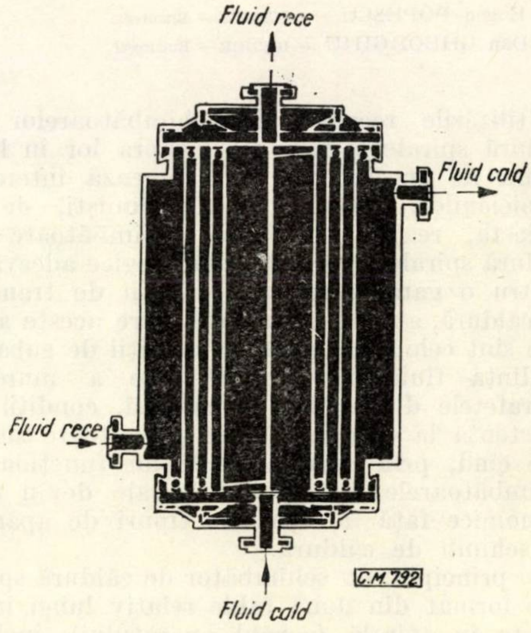


Fig. 2. Secţiune transversală printr-un schimbător de căldură spiral amenajat pentru curgerea ambelor fluide în curent spiral.

Fluidul rece circulă prin canalul exterior. În acest aranjament al curgerii, schimbătorul nu are nevoie de izolaţie termică.

Aparatul poate fi montat cu axa în poziţie orizontală sau verticală.

El se utilizează curent pentru schimbul de căldură lichid-lichid, dar poate fi folosit şi pentru răcirea gazelor sau condensarea vaporilor, dacă aria secţiunii de trecere a canalului spiral permite curgerea debitului respectiv de gaze sau vapori cu viteze normale.

La curgerea mixtă, un fluid circulă în curent spiral, iar altul în curent transversal, canalul rezervat curgerii în spirală este închis pe ambele laturi, iar cel rezervat curgerii transversale este deschis pe ambele laturi.

Corpul aparatului este echipat cu capace conice sau cu prelungiri cilindrice şi capace plane.

Acest aparat se foloseşte atunci cînd există o mare diferenţă între debitele volumetrice ale celor două fluide.

Se utilizează în general pentru transferul de căldură între lichide, răcirea gazelor, sau drept condensator sau refierbător. Funcţionînd ca refierbător sau condensator, aparatul este montat obligatoriu cu axa în poziţie verticală.

Ca dezavantaj al acestui tip de aparat se menţionează faptul că, fiind închis pe ambele părţi, canalul spiral nu este accesibil pentru inspecţie sau curăţare.

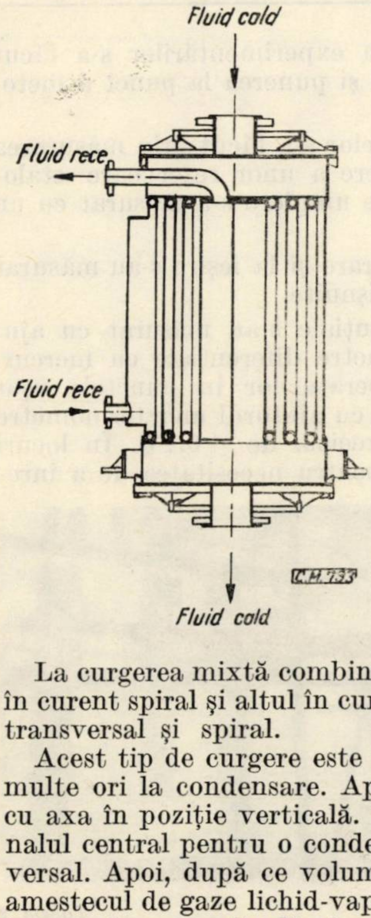


Fig. 3. Secţiune transversală printr-un schimbător de căldură spiral amenajat pentru curgerea mixtă (varianta cu prelungiri cilindrice şi capace plane).

La curgerea mixtă combinată, un fluid circulă în curent spiral şi altul în curent mixt combinat, transversal şi spiral.

Acest tip de curgere este necesar de cele mai multe ori la condensare. Aparatul este montat cu axa în poziţie verticală. Vaporii intră în canalul central pentru o condensare şi curg transversal. Apoi, după ce volumul lor a fost redus, amestecul de gaze lichid-vapori este dirijat pentru condensarea finală şi eventual pertru subrăcire, în curgere spirală.

Experimentare

Cele mai multe schimbătoare de căldură spirale funcţionează ca schimbătoare lichid-lichid şi în acest domeniu au fost făcute cercetări asupra caracteristicilor termice şi hidraulice.

Cercetări extinse au fost întreprinse de laboratoarele firmei Rosemblads (Stockholm), acolo unde, de fapt, s-au conceput pe scară industrială aceste aparate.

Rezultatele cercetărilor au fost publicate parţial şi sporadic, comunicîndu-se totuşi o relaţie criterială pentru schimbul de căldură lichid-lichid în regim de curgere turbulentă.

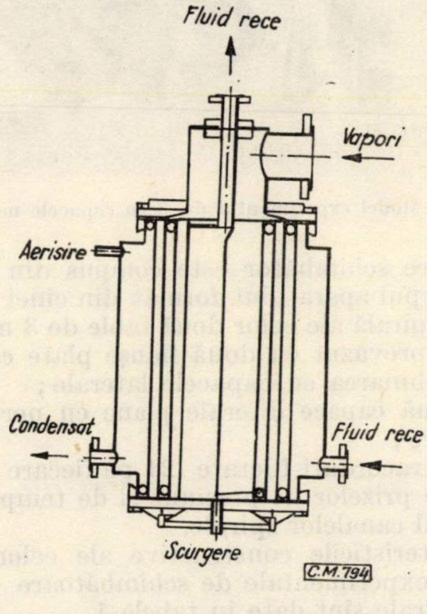


Fig. 4. Secţiune transversală printr-un schimbător de căldură spiral amenajat pentru curgerea mixtă combinată.

Datorită insuficienţei datelor referitoare la aceste aparate s-a impus necesitatea efectuării unor experimentări proprii, pentru determinarea unor relaţii criteriale care să caracterizeze transferul termic şi pierderea de presiune.

În vederea cercetării performanţelor termice şi hidraulice ale schimbătoarelor de căldură spirale, au fost proiectate şi realizate patru modele experimentale.

Materialul de construcţie folosit a fost oţelul carbon.

Schimbătoarele de căldură sînt amenajate pentru curgerea ambelor fluide în curent spiral.

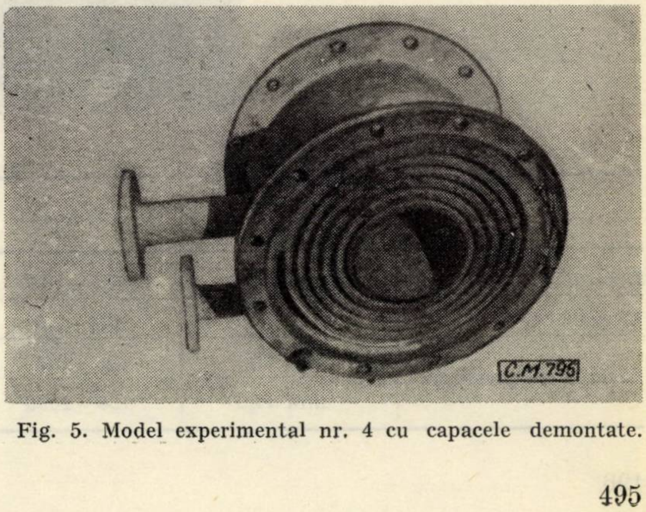


Fig. 5. Model experimental nr. 4 cu capacele demontate.

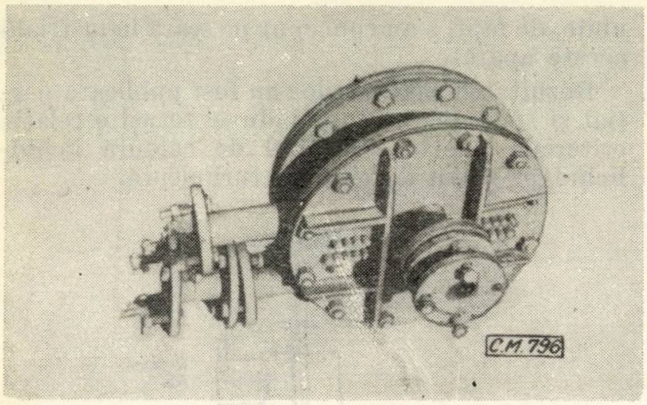


Fig. 6. Model experimental nr. 3 cu capacele montate.

Fiecare schimbător este compus din :

— corpul aparatului format din cinci înfăşurări în spirală ale celor două table de 3 mm grosime şi prevăzut cu două flanşe plate care asigură îmbinarea cu capacele laterale ;

— două capace laterale plane cu nervuri de rigidizare ;

— 48 racorduri filetate (24 pe fiecare capac), necesare prizelor de presiune şi de temperatură în lungul canalelor spirale.

Caracteristicile constructive ale celor patru modele experimentale de schimbătoare de căldură spirale sînt date în tabela 1.

Pentru a aprecia caracteristicile funcţionale ale schimbătorului de căldură spiral, fiecare aparat experimental a fost supus unei serii de încercări, pentru diverse debite de agenţi termici, diverse temperaturi şi pentru curgere în contracurent şi în echicurent, de la periferie la centru şi de la centru la periferie. Agentul rece a curs întotdeauna în spira exterioară.

Ca agent rece s-a folosit apa de puţ, iar ca agent cald apa încălzită cu ajutorul aburului.

Pentru cele patru aparate s-au făcut aproximativ 1500 de citiri ale unor parametri ca : debite, presiuni, presiuni diferenţiale, temperaturi la intrare, la ieşire şi intermediare.

Tabela 1

Caracteristici	U.M.	Aparat			
		1	2	3	4
Interstiţiu	mm	14	10	7	7
Lăţime	mm	200	200	140	280
Diametrul spirei exterioare	mm	640	590	480	480
Suprafaţa de schimb de căldură	m²	2,50	2,20	1,40	2,80
Masa netă	kg	210	195	102	140

În prima fază a experimentărilor s-a făcut reglarea aparaturii şi punerea la punct a metodicii de lucru.

Măsurarea debitelor s-a făcut prin măsurarea timpului de umplere a unor rezervoare etalonate, iar timpul de umplere s-a măsurat cu un cronometru.

Presiunile la intrare şi la ieşire s-au măsurat cu manometre obişnuite.

Presiunile diferenţiale s-au măsurat cu ajutorul unor manometre diferenţiale cu mercur.

Măsurarea temperaturilor în punctele uşor accesibile s-a făcut cu ajutorul unor termometre de laborator cu precizia de ±0,1°C. În locuri greu accesibile şi pentru necesitatea de a înre-

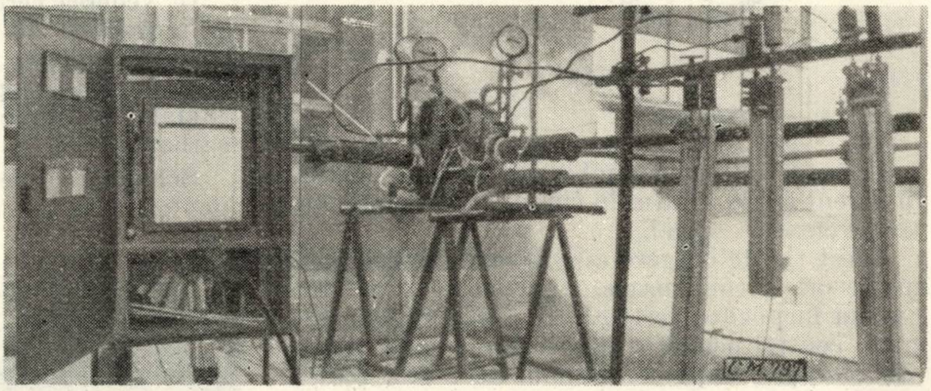


Fig. 7. Amplasarea aparatului în cadrul standului de experimentare.

Tabela 2

	U/M	Ap.Nr.1	Ap.Nr.2	Ap.Nr.3	Ap. Nr. 4
Debitul de apă	m³/h	4,5–19,2	3,5–18,7	3,4–9,7	3,5–18,8
Viteza apei	m/s	0,4–2,0	0,4–2,6	0,8–4,3	0,5–2,4
Căderea de presiune	mm Hg	10 –152	13–380	64–525	30–500
	mm H_2O	130–2000	175–5150	670–7100	400–6750

gistra variaţia temperaturii în timp, s-au montat termocuple legate la un potenţiometru electronic înregistrator.

Orientativ, vitezele, căderile de presiune şi debitele realizate în timpul determinărilor sînt date în tabela 2.

Prelucrarea datelor experimentale a comportat o primă etapă de selecţionare, prin care s-au eliminat erorile grosolane. Criteriile de selecţionare au fost: uniformitatea temperaturii de intrare a agenţilor cald şi rece, gradul de închidere a bilanţului termic (s-au admis abateri de cel mult $\pm 2\%$).

Pe baza acestora, în cadrul fiecărei determinări, care cuprinde de regulă cîte 10 citiri, se alege o citire medie reprezentativă.

Etapa a doua a prelucrării datelor experimentale a avut drept scop deducerea relaţiilor criteriale pentru calcularea coeficienţilor parţiali de schimb de căldură pentru apă caldă (α_c) şi apă rece (α_r). Pe baza coeficienţilor parţiali de schimb de căldură s-a calculat coeficientul global de schimb de căldură (K), care a fost comparat cu cel găsit direct din datele experimentale (K_{Ex}). Abaterea valorilor lui K în jurul valorilor lui K_{Ex} indică pe de o parte exactitatea relaţiilor de calcul folosite şi pe de altă parte corectitudinea prelucrării datelor experimentale.

Fenomenul de schimb de căldură prin convecţie forţată este descris de o ecuaţie criterială de forma generală:

$$\mathrm{Nu} = A \cdot \mathrm{Re}^m \cdot \mathrm{Pr}^n,$$

în care:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \text{ criteriul Nusselt;}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu}, \text{ criteriul Reynolds;}$$

$$\mathrm{Pr} = 3600 \frac{C_p \cdot \mu \cdot g}{\lambda}, \text{ criteriul Prandtl;}$$

în care:

α este coeficient parţial de schimb de căldură, kcal/m^2·oră.grd;
K — coeficient global de schimb de căldură, kcal/m^2.oră.grd;
λ — conductibilitatea termică a apei, kcal/m.oră.grd;
d — diametrul echivalent al canalului spiral, m;
δ — grosimea peretelui înfăşurării spirale, m;
w — viteza de curgere a apei, m/s;
ν — viscozitatea cinematică a apei, m^2/s;
μ — viscozitatea dinamică a apei, kgf/s.m^2;
C_p — căldura specifică a apei, kcal/kg.grd;
g — acceleraţia gravitaţiei, m/s^2.

Din relaţia criterială se deduce prin înlocuire:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{A} \cdot \frac{d}{\lambda} \cdot \mathrm{Re}^{-m} \cdot \mathrm{Pr}^{-n}.$$

În aparat schimbul de căldură are loc:

— prin convecţia forţată (α_c) de la apa caldă la perete;

— prin conductibilitatea (λ) în peretele metalic;

— prin convecţie forţată (α_r) de la perete la apa rece.

Deci coeficientul global de schimb de căldură este:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}.$$

Înlocuind $\frac{1}{\alpha_c}$ şi $\frac{1}{\alpha_r}$ cu expresiile generale, se obţine relaţia:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{A}\left[\frac{\mathrm{d}}{\lambda_c} \cdot \mathrm{Re}_c^{-m} \cdot \mathrm{Pr}_c^{-n} + \frac{d_r}{\lambda} \cdot \mathrm{Re}_r^{-m} \cdot \mathrm{Pr}_r^{-n}\right] + \frac{\delta}{\lambda},$$

în care necunoscutele A, m şi n se pot determina din trei condiţii experimentale diferite.

Rezultă: $A = 0{,}0302$; $m = 0{,}8$; $n = 0{,}38$.

În cazul experimentărilor au fost determinate pierderile de presiune pe ambele circuite spirale ale fiecărui aparat, în condiţiile curgerii de la periferie la centru şi de la centru la periferie.

Din punct de vedere hidraulic, cele două canale spirale ale fiecărui aparat sînt identice; secţiunea transversală a canalelor are aceeaşi arie şi acelaşi perimetru.

Pierderea de presiune printr-o conductă se determină cu relaţia:

$$\Delta p = \frac{2\gamma}{g} \cdot w^2 \cdot \frac{L}{d} \cdot f$$

în care:

Δp este pierderea de presiune, kgf/m^2;
γ — greutatea specifică a fluidului kgf/m^3;
L — lungimea canalului spiral, măsurat pe raza medie, m;
f — factor de frecare.

Elementul specific este factorul de frecare f sau coeficientul de pierdere de sarcină.

Acest coeficient depinde de regimul de curgere şi de rugozitatea relativă a suprafeţei conductei.

În cazurile obişnuite ale conductelor metalice, care fac parte din categoria conductelor netede, coeficientul de frecare este funcţie numai de numărul Reynolds. Dependenţa funcţională dintre factorul de frecare şi numărul Reynolds a fost determinată şi verificată experimental şi este de forma:

$$f = a + \frac{b}{\mathrm{Re}^c}$$

În condiţiile experienţelor efectuate s-a dedus : $a = 0{,}008$ (limita factorului de frecare f pentru o valoare foarte mare a numărului Reynolds). Constantele b şi c se pot determina din două condiţii experimentale diferite : $b = 0{,}865$; $c = 0{,}55$.

Concluzii

În urma efectuării experimentărilor asupra schimbătoarelor de căldură spirale de către ICPUCR-Bucureşti pe standul de încercări al INCERC-Bucureşti s-au tras concluzii importante asupra funcţionării şi utilizării acestor aparate.

Coeficienţii parţiali de schimb de căldură au valori mai mari ca la alte tipuri de aparate.

Construcţia schimbătorului de căldură spiral este unitară şi compactă.

La schimbul de căldură lichid-lichid s-a putut constata că determinant este criteriul de turbulenţă Reynolds care apare în relaţie la puterea 0,8. Aceasta indică faptul că fenomenul de schimb de căldură — în regimul de turbulenţă studiat ($6000 < \mathrm{Re} < 150\,000$) — este guvernat de legea generală a schimbului de căldură în regim turbulent la curgerea prin conducte.

Studiul pierderilor de presiune a dus la constatarea că factorul de frecare depinde de numărul Reynolds în acelaşi mod ca la relaţiile obişnuite de curgere prin conducte drepte, dar se plasează deasupra valorilor pentru conducta dreaptă, aceasta explicîndu-se prin pierderea suplimentară de presiune introdusă de turbulenţa datorită curgerii pe traseul spiral.

Pe baza datelor experimentale s-a obţinut relaţia criterială de transfer termic a schimbătorului de căldură spiral şi relaţia de calcul a pierderilor de presiune în schimbătorul de căldură spiral, care se pot folosi în calculul de proiectare, ducînd la erori sub 5%.

Deoarece în prezent există posibilitatea proiectării lor, funcţionale şi mecanice, se poate trece la fabricarea de schimbătoare de căldură spirale.

Multiplele avantaje ale schimbătoarelor de căldură spirale menţionate în cadrul articolului le recomandă pentru o utilizare frecventă în industrie, fiind apte pentru a le lua în considerare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hargis, A. M., Beckman, A. T., Loiacono, J. J.* Application of Spiral Plate Heat Exchangers. CEP vol.63/7, 1967.

[2] x x x Determinarea parametrilor funcţionali ai schimbătoarelor de căldură spirale. ICPUCR, Bucureşti, 1968.

[3] *McAdams, W. H.* Heat Transmission-3rd ed. New York, Mc Graw — Hill, 1964.

[4] *Perry, H. J.* Chemical Engineering Handbook. New York, Mc Graw—Hill, 1963.

[5] *Kern, D. Q.* Process Heat Transfer, New York, Mc Graw 1950.

[6] *Wuithier, P.* Raffinage et Génie Chimique, vol. II. Paris, 1965.

[7] x x x VDI Wärmeatlas. Düsseldorf, 1963.

C.Z. 621.791 ; 658.56 ; 31

Aplicaţii ale statisticii la controlul calităţii sudurilor

Dr. ing. Traian SĂLĂGEAN – Centrul de sudură şi încercări la oboseală – Timişoara

1. Controlul calităţii sudurilor se desfăşoară în 3 etape :

— înainte de sudare, cînd se examinează metalul de bază, materialele de adaos şi instalaţiile de sudare ; de la caz la caz, se face şi examinarea sau şcolarizarea sudorilor, dacă urmează să se aplice o tehnologie specială, noi materiale de adaos sau metal de bază, respectiv procedee de sudare deosebite ;

— în timpul sudării cînd se examinează dacă tehnologia de sudare este respectată ;

— după sudare, cînd se examinează calitatea îmbinării ce s-a obţinut.

În oricare dintre etapele menţionate, controlul înseamnă măsurări cu metode distructive sau nedistructive. În urma acestor măsurări sînt obţinute o serie de valori. Fie :

$$X_1,\ X_2 \ldots X_n$$

sau pe scurt :

$$X_i,\ i = 1,\ 2, \ldots n$$

cele n valori care au rezultat după controlul făcut.

Exemplu : se cercetează rezilienţa pe epruvete Charpy V (KV) în zona influenţată termic la sudurile cruciforme ale unei plăci din suprastruc-

Tabela 1

KV* la −30°C în nodurile :		
III−7	IV-6	IV−8
29,1	28,7	25,7
3,7	35,5	28,1
26,7	29,6	3,6
32,9	30,6	25,8
30,2	30,3	29,7

* Datele sînt în m kgf/cm².

tura metalică a podului de la Vadul Oii. La 3 noduri cercetate s-au obţinut valorile din tabela 1, rezilienţele fiind determinate la temperatura de $-30°C$.

Pe această serie X_i de n valori trebuie să se ia o decizie în sensul unei calităţi acceptabile sau inacceptabile.

În multe cazuri decizia se ia ,,simplu'', folosind o valoare critică prestabilită X_0. Dacă toţi X_i sînt peste X_0 (sau în alt caz sub X_0) calitatea este acceptabilă.

Un asemenea mod de a decide sau, cu alte cuvinte, un asemenea mod de interpretare a rezultatelor obţinute, ridică o serie de probleme, dintre care menţionăm doar cîteva :

— Sînt suficiente cele n valori pentru a garanta cu o anumită confidenţă calitatea cerută ?

— Nu cumva am făcut prea multe măsurări cheltuind bani şi muncă pentru prelevări, pregătiri de epruvete şi astfel am încărcat neraţional preţul de cost ?

— Ce siguranţă avem că, făcînd noi măsurări, acestea nu se vor clasa sub (respectiv peste) X_0?

— Ce decizie luăm dacă una sau mai multe valori nu corespund ?

Toate aceste întrebări, şi încă multe altele, se pot rezolva printr-o interpretare mai adîncă a rezultatelor măsurărilor, folosind metodele statistice*.

2. Revenind la tema noastră, să observăm că datele pe care le-am obţinut sînt, de fapt, nişte ,,eşantioane'' din toate datele ce s-ar fi putut obţine dacă se făceau determinări pe întreaga piesă, instalaţie sau construcţie. Practic este imposibil, iar dacă este posibil, atunci este nerentabil să măsurăm toate valorile. Totalitatea valorilor ce se pot obţine în ipoteza teoretică a măsurării ,,pe întreg'' formează populaţia, iar ceea ce determinăm noi în mod obişnuit sînt eşantioane ale populaţiei. Dacă N este numărul elementelor populaţiei şi n numărul eşantioanelor alese dintr-o populaţie, atunci problema centrală a oricărei încercări este următoarea : cum trebuie alese eşantioanele şi cît de mare trebuie să fie n pentru ca determinările pe eşantioane să ne dea informaţii cît mai complete şi cît mai semnificative pentru populaţie.

În exemplul luat mai sus problema este : dacă cele 15 valori ale rezilienţei ne garantează că toate nodurile, adică toate îmbinările cruciforme ale plăcii de la pod, au rezilienţă corespunzătoare.

Privind prima chestiune, cum trebuie alese eşantioanele, răspunsul este mai uşor de dat : pentru ca eşantioanele să fie reprezentative pentru populaţie, ele se vor alege întîmplător. Trebuie observat însă că ,,alegerea întîmplătoare'' este uneori greu de realizat. Preferinţa pentru unul sau altul dintre eşantioane se ascunde, scapă de observaţia noastră şi atunci eşantionarea apare mai puţin ,,la întîmplare''.

Exemplu : se compară două metode de analiză a carbonului din oţeluri. Pentru aceasta se pregăteşte materialul, iar un chimist analizează acelaşi material, o dată cu ajutorul metodei A şi apoi cu ajutorul metodei B. Astfel metoda B va avea o poziţie preferată, deoarece chimistul, lucrînd întîi cu metoda A se antrenează şi devine mai abil cînd lucrează cu metoda B. Corect însă trebuie să pregătim mai multe porţii din acelaşi material, să facem bileţele cu A şi B, să extragem bileţelele şi, în ordinea extragerii, să se analizeze porţiile, aplicînd una sau alta dintre metode, la întîmplare.

La a doua chestiune, cîte eşantioane se vor alege, răspunsul este mai greu de dat şi în cadrul prezentei lucrări nu ne vom ocupa în mod special de el.

Este de reţinut faptul că măsurările noastre ne dau valori ce reprezintă eşantioane ale unei populaţii şi că eşantioanele trebuie alese întîmplător. Cînd se stabileşte metoda de selectare a eşantioanelor, trebuie evitată preferinţa.

3. Să considerăm din nou cele n eşantioane X_i $(i = 1.\ 2\ \ldots n)$ şi să vedem ce informaţii putem obţine de la ele.

— În primul rînd ele au o tendinţă centrală, adică se aranjează în jurul unei anumite valori. În statistica aplicată mărimea reprezentativă a acestei tendinţe centrale se consideră adesea media aritmetică :

$$\overline{X} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n} \cdot X_i$$

Există însă şi alte mărimi ce pot reprezenta tendinţa centrală, cum ar fi : valoarea cea mai frecventă, valoarea mijlocie cînd ordonăm eşantioanele în ordine crescătoare, şi altele . . .

— În al doilea rînd eşantioanele au o dispersie, adică fiecare dintre ele deviază mai mult sau mai puţin în raport cu valoarea reprezentativă a tendinţei centrale. Dispersia, ca şi tendinţa centrală, se poate caracteriza prin mai multe mărimi. Cea mai folosită este varianţa :

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} (\overline{X} - X_i)^2$$

din care se calculează abaterea standard :

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} (\overline{X} - X_i)^2}.$$

În legătură cu $\overline{X}$ şi s^2 să observăm că ele sînt mărimi caracteristice eşantioanelor şi că ele nu sînt egale cu media μ şi varianţa σ^2 a populaţiei.

---

* CSIO va organiza cursuri de statistică aplicată de 2—3 săptămîni, la care invităm pe toţi cei ce doresc să se iniţieze în acest domeniu.

Să mai observăm că în multe măsurări, anumite eşantioane pot să se abată „anormal de mult'' de la tendinţa centrală. Asemenea eşantioane trebuie eliminate din calculele statistice. Eliminarea valorilor anormale se poate face după diferite criterii statistice. Unul dintre cele mai uzitate este criteriul lui Chauvenet. Să reţinem faptul că după eliminarea valorilor anormale este bine să examinăm epruvetele care au dat asemenea valori. În cele mai multe cazuri epruvetele ne vor dezvălui de ce ele au dat valori anormale.

Criteriul Chauvenet se aplică astfel:

a. Se calculează media $\overline{X}$ şi suma pătratelor abaterilor faţă de media tuturor valorilor obţinute:

$$S = \sum_{i=1}^{n} (\overline{X} - X_i)^2$$

b. Se calculează modulul de precizie:

$$h = \sqrt{\frac{n}{2S}}$$

c. Din tabela 2 se determină, în funcţie de n, produsul hx şi avînd pe h calculat se obţine abaterea maximă admisă:

$$\bar{x} = \frac{(h\,x)}{h}$$

d. Se calculează valorile extreme teoretic posibile în cadrul măsurărilor:

$$L = \overline{X} - x\,;\ \mathrm{U} = \overline{X} + x$$

şi orice valoare X_i aflată în afara lui L şi U se elimină ca „anormală''.

e. După eliminare se recalculează media şi suma pătratelor abaterilor, se aplică din nou criteriul Chauvenet. Numai după ce nici o altă valoare X_i nu se mai elimină, calculăm definitiv $\overline{X}$ şi s^2 al eşantioanelor rămase ca normale.

Exemplu: să aplicăm criteriul Chauvenet la datele tabelei 1. Vom considera fiecare nod separat şi vom calcula pe $\overline{X}$ şi pe S. Rezultă:

Nod III — 7: $\overline{X} = 24{,}5$ $L = 7{,}2$ $U = 41{,}8$

Nod IV — 6: $\overline{X} = 30{,}5$ $L = 26{,}5$ $U = 34{,}5$

Nod IV — 8: $\overline{X} = 22{,}6$ $L = 6{,}9$ $U = 38{,}3$

În consecinţă, la nodul III — 7 se elimină eşantionul 3,7 m kgf/cm ^{2}; la nodul IV — 6, eşantionul 35,5 m kgf/cm ^{2} şi la nodul IV — 8, eşantionul 3,6 m kgf/cm ^{2}.

Refăcînd calculele numai cu valorile normale se obţin rezultatele definitive:

Nod III — 7: $\overline{X} = 29{,}7$ $s = 2{,}64$

Nod IV — 6: $\overline{X} = 29{,}8$ $s = 0{,}84$

Nod IV — 8: $\overline{X} = 27{,}3$ $s = 1{,}70$

S-a calculat aici şi abaterea standard s, fiindcă va fi nevoie de ea în exemplele viitoare.

Astfel s-a demonstrat că eliminarea eşantioanelor anormale este bine să fie urmată de o examinare a epruvetelor care au condus la asemenea rezultate. În cazul exemplului pe care l-am considerat, examinarea epruvetelor a arătat cauzele fizice ce au determinat aceste rezultate anormale, şi anume: în cazul valorilor de 3,6 şi 3,7 m kgf/cm^2 fundul crestăturii era în cusătură, şi nu în zona influenţată termic, din cauza prelevării incorecte; la epruveta cu 35,5 m kgf/cm^2 fundul crestăturii era în metalul de bază neinfluenţat termic.

Se observă deci că există o concordanţă între criteriul Chauvenet şi fenomenul fizic.

4. Să trecem acum la problema relaţiei dintre populaţie (toate determinările teoretic posibile) şi eşantioane (determinările făcute efectiv).

a. Să presupunem că din cele n eşantioane X_i am eliminat pe cele anormale şi că, în final, am calculat media $\overline{X}$ şi abaterea standard s. Ce putem spune despre media populaţiei μ?

Statistica permite să se calculeze un interval de confidenţă în care, cu o anumită încredere fixată în prealabil, să se găsească media μ a populaţiei. Limitele L şi U ale intervalului de confidenţă se calculează cu relaţia:

$$\left.\begin{matrix} L \\ U \end{matrix}\right\} = \overline{X} \mp s_{\bar{x}} \cdot t$$

în care:

$$s_{\bar{x}} = \frac{s}{\sqrt{n}},$$

iar t este un parametru statistic dat în tabele în funcţie de încrederea aleasă γ şi de n, şi anume:

$$t = f\left(\frac{1+\gamma}{2}\,;\, n-1\right).$$

Astfel, răspunsul la întrebarea pusă este următorul: media populaţiei se găseşte între L şi U cu o încredere de 100 γ%.

b. Presupunînd din nou că am calculat pe $\overline{X}$ şi s al eşantioanelor noi putem calcula limitele L' şi U' între care, cu o încredere γ să se situeze p din totalitatea populaţiei. Aceste limite sînt date de:

$$\left.\begin{matrix} L' \\ U' \end{matrix}\right\} = \overline{X} \mp k \cdot s$$

în care k este dat în tabele în funcţie de γ, n şi p.

În concluzie la problema relaţiei între populaţie şi eşantioane, se poate da următorul răspuns: în cazul în care am făcut n măsurări, dacă noi continuăm să facem noi măsurări,

Tabela 2

n	(hx)	n	(hx)	n	(hx)	n	(hx)
5	1,16	10	1,39	20	1,58	40	1,77
6	1,22	12	1,44	22	1,61	50	1,82
7	1,27	14	1,49	24	1,63	100	1,98
8	1,32	16	1,52	26	1,66	200	2,14
9	1,35	18	1,56	30	1,69	500	2,33

astfel ca n să tindă spre N (N = numărul elementelor populaţiei), atunci :

— media μ a populaţiei se va găsi, cu o încredere γ, între L şi U ;

— noile determinări, cu o încredere γ se vor găsi în proporţia p între L' şi U'.

Exemplu : Să găsim intervalul de confidenţă a mediei cu o încredere de 95% şi limitele între care se plasează 90% din determinări în cazul rezilienţelor date în tabela 1.

În cazul problemei puse noi am eliminat deja rezultatele anormale şi, la fiecare nod, am rămas cu $n = 4$ eşantioane. În tabelele statistice găsim :

$$t\left[\frac{1+\gamma}{2}\,;(n-1)\right] = t\,(0{,}975\,;\,3) = 3{,}18$$

$$k\,(\gamma\,;\ p\,;\ n) = k(0{,}95\,;\ 0{,}90\,;\ 3) = 5{,}08$$

Valorile lui s şi $s_{\overline{x}}$ pentru fiecare nod sînt :

Nod III — 7 : $s = 2{,}64 \quad s_{\overline{x}} = 1{,}32$

Nod IV — 6 : $s = 0{,}84 \quad s_{\overline{x}} = 0{,}42$

Nod IV — 8 : $s = 1{,}70 \quad s_{\overline{x}} = 0{,}85$

şi deci rezultă :

Nod	L şi U mkgf/cm²	L' şi U'mkgf/cm²
III — 7	$29{,}7 \pm 8{,}1$	$29{,}7 \pm 13{,}5$
IV — 6	$29{,}8 \pm 1{,}3$	$29{,}8 \pm 4{,}4$
IV — 8	$27{,}3 \pm 2{,}7$	$27{,}3 \pm 8{,}7$

5. O altă problemă care se pune des este aceea a relaţiei dintre 2 sau mai multe populaţii. Asemenea relaţii apar în practica controlului sudurii în următorul gen : este sudura A mai bună decît sudura B? ; oţelul X este mai bine sudabil decît oţelul Y ; sudarea efectuată cu preîncălzire are o plasticitate mai bună decît cea fără preîncălzire?

In asemenea cazuri noi facem aceeaşi determinare pe cele 2 situaţii pe care dorim să le comparăm. Obţinem deci n_1 eşantioane X_i ($i = 1,2 \ldots n_1$) şi n_2 eşantioane X_j($j = 1,2 \ldots \ldots n_2$), fiecare reprezentînd cîte o populaţie.

După eliminarea, dacă este cazul, a rezultatelor anormale, calculăm mediile $\overline{X}_1$ şi $\overline{X}_2$ şi varianţele s_1^2 şi s_2^2 pentru fiecare grup de eşantioane. Cu aceste date formăm criteriul statistic :

$$t' = \frac{\overline{X}_1 - \overline{X}_2}{\sqrt{\dfrac{s_1^2}{n_1} + \dfrac{s_2^2}{n_2}}}$$

Ne fixăm un anumit risc α în luarea deciziei şi din tabelele statistice citim :

$$t_1 = f\left(1 - \frac{\alpha}{2}\,;\, n_1 - 1\right)$$

$$t_2 = f\left(1 - \frac{\alpha}{2}\,;\, n_2 - 1\right)$$

Cu ajutorul lui t_1 şi t_2 formăm expresia :

$$E = \frac{\dfrac{s_1^2}{n_1} X\, t_1 + \dfrac{s_2^2}{n_2}\, X\, t_2}{\dfrac{s_1^2}{n_1} + \dfrac{s_2^2}{n_2}}$$

Dacă t' este $\leqslant - E$ sau $\geqslant + E$ înseamnă că cele 2 populaţii sînt semnificativ diferite între ele, semnificaţia fiind de $(1 - \alpha)$. 100%.

Exemplu : În cazul rezilienţei nodurilor sudurilor cruciforme am considerat separat fiecare nod şi am calculat media şi intervalul de confidenţă. Am fi tentaţi să spunem că rezilienţa generală pe fiecare nod este diferită şi că nodul IV — 6 se prezintă „cel mai bine", iar nodul IV — 8, „cel mai puţin bine". Să vedem însă dacă de fapt, rezilienţele pe fiecare nod în parte diferă semnificativ între ele.

Calculăm pe t' pentru cele 3 combinaţii luate cîte 2 şi obţinem :

$$t'_{12} = 0{,}107\,; \quad t'_{13} = 2{,}300\,; \quad t'_{23} = 3{,}140$$

În cazul de faţă $n_1 = n_2 = n_3 = 4$ şi deci $t_1 = t_2 = t_3$. Ca atare E este acelaşi pentru toate cele 3 combinaţii :

$$E = t\left(1 - \frac{0{,}05}{2}\,; 3\right) = 3{,}182$$

admiţînd riscul $\alpha = 5\%$. Se vede că toţi t' sînt între $-E$ şi $+E$, ceea ce înseamnă că cele 3 noduri au, practic, aceeaşi rezilienţă. Altfel exprimat, populaţiile rezilienţelor de la cele 3 noduri nu diferă semnificativ între ele. Putem deci să considerăm populaţia cu $n = 12$ eşantioane şi să recalculăm media generală, limitele L, U şi limitele L' şi U'. Obţinem :

$$\left.\begin{matrix} L \\ U \end{matrix}\right\} = 29{,}0 \mp 1{,}4 \text{ m kgf/cm}^2$$

$$\left.\begin{matrix} L' \\ U' \end{matrix}\right\} = 29{,}0 \mp 6{,}0 \text{ mkgf/cm}^2$$

Faptul că rezilienţele nu diferă semnificativ de la un nod la altul înseamnă că sudurile s-au făcut în condiţii similare şi că plasticitatea în zona influenţată termic este constantă pe întreaga construcţie încercată. Concluziile sînt valabile cu un risc de a greşi de 5%.

Tabela 3

Lungime de sudură produsă, m	Procent de defecte %	Ordinè cal. 1	Ordine cal. 2	D	D^2
6.086	1,2	15	2	13	169
1.244	1,3	1	3,5	2,5	6,25
6.331	2,7	16	17	1	1
1.493	1,0	2	1	1	1
9.537	2,9	17	18	1	1
2.167	4,9	3	24,5	21,5	452
9.658	4,3	18	23	5	25
2.733	3,5	4	21	17	289
10.641	2,6	19	16	3	9
3.039	3,5	5	21	16	256
11.169	2,1	20	10	10	100
3.372	10,3	6	28	22	484
11.887	10,1	21	27	6	36
3.658	1,4	7	5	2	4
12.552	2,4	22	14	8	64
4.085	3,5	8	21	13	169
13.070	2,5	23	15	8	64
4.460	4,9	9	24,5	15,5	240
17.926	2,2	24	11	13	169
4.950	6,1	10	26	16	256
20.911	2,3	25	12,5	12,5	156
5.405	2,0	11	9	2	4
22.292	1,8	26	7	19	361
5.455	1,9	12	8	4	16
24.334	1,3	27	3,5	23,5	552
5.515	3,3	13	19	6	36
25.816	2,3	28	12,5	15,5	240
5.935	1,7	14	6	8	64

6. Relaţiile între două populaţii pot fi însă şi de natură funcţională. Statistica ne poate răspunde dacă între două populaţii există o relaţie funcţională (intensitatea corelaţiei între două populaţii) şi dacă este, atunci ce expresie matematică aproximează cel mai bine relaţia (calculul de regresie)

Spaţiul nu ne permite să abordăm ambele probleme şi de aceea vom ilustra, într-un singur exemplu, chestiunea corelaţiei între două populaţii.

Exemplu : În tabela 3 este dată lungimea de sudură produsă săptămînal într-o întreprindere şi procentul de defecte constatat la controlul Roentgen. Se pune întrebarea dacă între volumul producţiei şi amploarea defecţiunilor există o relaţie. Cu alte cuvinte, dacă nu cumva încărcarea este excesivă pentru capacitatea de producţie existentă.

Calculul decurge astfel : se notează cu numere întregi ordinea crescătoare a valorilor lungimilor de sudură realizate, respectiv a coeficientului de defecte constatat (col. 3 şi 4 în tabela 3). Se vede că apar şi numere zecimale, acolo unde corespund valori identice. De exemplu la procentul de defecţiuni apare de 2 ori 1,3%. Atunci în dreptul lor apare 3,5, iar numărul 4 nu apare de loc.

Se face diferenţa D între coloanele 3 şi 4 şi apoi se calculează D^2 (col. 5 şi 6 în tabela 3). Notînd cu N numărul de determinări, calculăm coeficientul de corelaţie :

$$p = 1 - \frac{6 \Sigma D^2}{N(N^2 - 1)}$$

care în cazul exemplului considerat are valoarea :

$$p = 1 - \frac{25\,404}{21\,900} = 1 - 1{,}16 = -0{,}16$$

ceea ce arată că între încărcarea săptămînală şi coeficientul de defecte nu există nici o corelaţie.

Criteriile după care apreciem intensitatea corelaţiei folosind pe p sînt :

$p < 0{,}20$ — corelaţie practic neglijabilă;
0,20 ... 0,40 — corelaţie definită, dar slabă;
0,40 ... 0,70 — corelaţie definită şi moderată;
0,70 ... 0,90 — corelaţie substanţială;
$p > 0{,}90$ — corelaţie excelentă.

7. Încheiem aici prezentarea ideilor generale menţionînd că, pe cale statistică, se pot rezolva şi alte multe probleme pe care atît cercetarea ştiinţifică, cît şi controlul calităţii produselor, ni le pun. Rezultatele obţinute de statistica aplicată contribuie la stabilirea de relaţii acolo unde teoria nu ne ajută, la mărirea siguranţei măsurărilor de orice fel, la economie de timp şi bani în cercetare şi în control, deoarece metodele statistice ne dau posibilitatea să acţionăm cu numărul minim de determinări în condiţiile maximului de informaţii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oslle B.* Statistics in research. The Iowa State University Press — Ames Iowa, USA, 1969.
[2] *Voelker C. H.* Statistical control of weld quality. Kellogg. Co., USA, 1969.

CZ 621 : 658.5

Despre producţia raţională a maşinilor

Prof. ing. Alexandru SELEŞTEANU – Institutul politehnic – Bucureşti

Obiectul în discuţie este tratat în sute de volume şi mii de articole. Din păcate, problema este considerată fie o ramură a unui capitol de matematică, cu relaţii greu de aplicat în practică, fie este tratată prea practic, rezumîndu-se la sfaturi mai mult sau mai puţin banale.

În cele ce urmează încerc să conturez elementele esenţiale, sistematizînd factorii de care depinde o producţie raţională.

Se pare că aspectele principale care influenţează, în primul rînd, producţia maşinilor sînt :

— schema de *organizare* ;

— *optimizarea* parametrilor ;

— criteriile de *calitate*.

I. *Schema de organizare*

Schemele de organizare pot fi privite ca fluxuri diferite, iar valorificarea lor se realizează prin întocmirea de bilanţuri statice (ce redau situaţia de moment) şi dinamice (permiţînd previziuni cu privire la dezvoltarea sistemului). Mărimile din schemele de organizare pot fi grupate în următoarele categorii : tehnologice (material, energie) ; economice, exprimate în valori ; organizatorice (informaţii, decizii). Fluxul unei producţii este redat în figura 1.

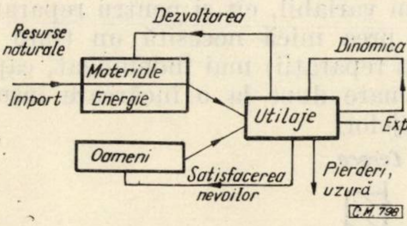


Fig. 1

Elementele necesare sînt grupate în patru categorii : materiale, energie, utilaje şi oameni, iar legăturile inverse pozitive înlesnesc dezvoltarea în timp şi dinamica producţiei. Schema este parţial deschisă, prin importul de materiale şi energie şi exportul de produse finite.

Întocmirea bilanţurilor necesită introducerea unor coeficienţi care ar putea fi sistematizaţi astfel cum se arată în tabela 1.

Tabela 1

Factor	Material	Energie	Utilaje	Manoperă
Gradul de folosire				
Costul				

Pe lîngă coeficienţii cu semnificaţie clară, se menţionează că :

η_{E1} şi η_{E2} reprezintă randamentul maşinii, respectiv al procesului tehnologic ;

η_{t1} şi η_{t2} — gradul de folosire a timpului calendaristic de către maşină, respectiv muncitor, iar raportul lor depinde de gradul de automatizare a procesului de producţie ;

$C_{m1}, C_{m2}, C_{E1}, C_{E2}$ — costurile materialelor brute şi finite, respectiv al energiei primare (chimică, termică) şi al celei secundare (mecanică, electrică).

Bilanţul înlesneşte analiza preţului de cost din punct de vedere al structurii lui, precum şi definirea ştiinţifică a unor noţiuni economice. Este util de remarcat că un produs este mai bine caracterizat, din punct de vedere al consumurilor, prin greutate şi energia necesară fabricării lui, decît prin greutate şi timpul necesar fabricaţiei, deoarece timpul necesar nu este o caracteristică a produsului ci depinde de utilajele folosite la fabricarea lui.

Dependenţa cheltuielilor de gradul de înzestrare cu utilaje şi de producţie permite optimizarea procesului de producţie, fie prin reducerea cheltuielilor la o producţie dată, fie prin mărirea producţiei la aceleaşi cheltuieli.

Fluxul unei scheme de organizare este redat în figura 2.

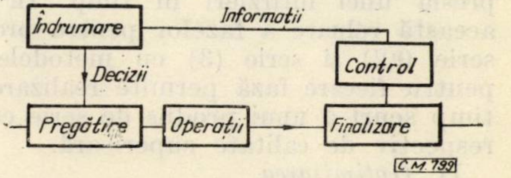


Fig. 2

Se remarcă o legătură inversă între ciclul de producţie şi fluxul informaţional, precum şi ierarhizarea organizatorică ; de asemenea, limitarea operaţiilor de control şi îndrumare numai la anumite faze de producţie.

În ceea ce priveşte sistematizarea elementelor din schema de organizare se poate preconiza :

a) Pregătirea	
— tehnică :	documentare ; compararea maşinilor de acelaşi tip sau pentru acelaşi scop ; cercetarea fenomenelor fizice în maşină şi a brevetelor de invenţii ; experimentarea produselor sau modelelor ; întocmirea schemelor tehnologice, de transport şi energetice ;
— economică :	analiza tehnico-economică ; cercetarea pieţii ; aprovizionarea internă şi externă (import) ;
— organizatorică :	fixarea colectivelor de lucru ; termenele parţiale şi globale ; utilaje şi SDV-uri.
b) Finalizarea	
— desfacerea :	internă ; externă (export) ;
— exploatarea :	aprovizionarea cu piese de schimb ; organizarea reparaţiilor ; perfecţionarea produsului prin eliminarea deficienţelor.
c) Controlul	
— cantitativ :	producţia ; consumurile ;
— calitativ :	materiale, dimensiuni ; performanţe, caracteristici ; fixarea locurilor şi metodelor ; statistica exploatării.

Schema de perfecţionare a unui produs poate fi realizată printr-un flux în spirală, redat în figura 3.

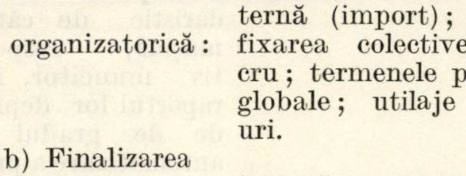


Fig. 3

Trecerea repetată prin fazele de proiectare, fabricaţie şi control produce în aparenţă impresia unei întîrzieri în timp. În realitate, această reluare a fazelor pentru prototip (1), serie 0(2) şi serie (3) cu metodele specifice pentru fiecare fază permite realizarea într-un timp scurt a unui produs de serie competitiv, respectiv de calitate superioară.

II. *Optimizarea*

Există foarte multe domenii de aplicaţii ale optimizării, precum şi metode specifice pentru fiecare dintre domenii. Sistematizarea metodelor şi domeniilor de aplicaţie este redată mai jos.

1. *Efectele contrarii* (principiu redat în figura 4) permit determinarea minimului (sau maximului), rezultate prin efecte cauzate de variaţia parametrului de optimizat.

Aplicaţiile metodei se referă la determinarea eficienţei investiţiilor (eventual şi a termenului de recuperare), stocurilor şi loturilor optime de producţie.

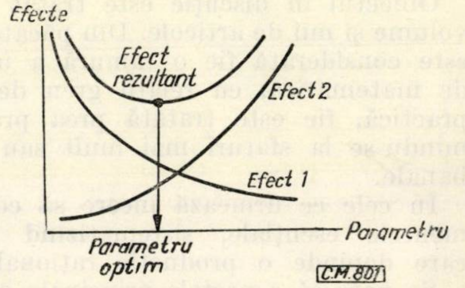


Fig. 4

2. *Resursele limitate* al căror principiu este redat în figura 5 sînt tratate prin metodele de programare liniară şi neliniară în domenii variate de aplicaţii.

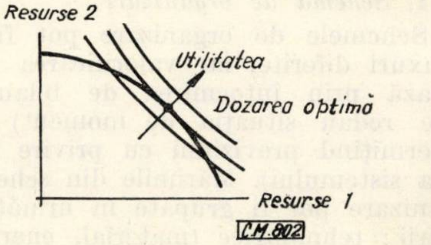


Fig. 5

3. *Deservirea/aşteptarea*, cu schema de calcul din figura 6, permite determinarea raţională a parcului de maşini atît pentru fabricaţia cu program variabil, cît şi pentru reparaţii. O capacitate prea mică necesită un timp de imobilizare (la reparaţii) mai îndelungat, capacitatea prea mare duce la o încărcare insuficientă a utilajelor.

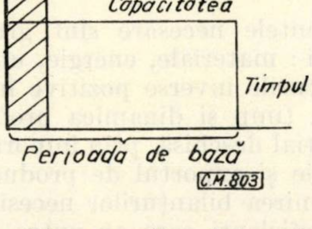


Fig. 6

4. *Drumul critic* permite determinarea locurilor şi traseelor „înguste" care frînează producţia cum şi stabilirea măsurilor necesare pentru mărirea capacităţii cu mijloace relativ simple. Metodica de aplicare, în diferite forme, are ca scop, între altele : scurtarea ciclului de fabricaţie ; repartizarea raţională a mijloacelor de muncă şi a forţelor de muncă ; amplasarea unităţilor de producţie ; stabilirea reţelei de transporturi.

5. *Alegerea variantelor*, luarea deciziilor cînd există diferite alternative, poate fi redată schematic după figura 7.

Cînd există mai multe variante, în loc de comparaţia 2 cîte 2, ceea ce cere un timp îndelungat, se poate construi o înfăşurătoare a lor,

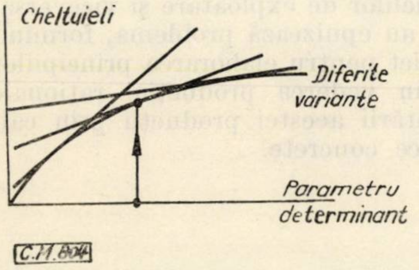


Fig. 7

iar parametrul determinant (spre exemplu timpul de funcţionare) permite alegerea variantei optime.

Domeniul de aplicare este dat de cheltuielile legate de fabricaţie şi de exploatare sau ponderea calităţii în funcţie de cantitate.

6. *Descompunerea întregului* proces pe etape, cu analiza fiecărei etape în parte (etapizarea), are ca metodică de rezolvare principiul programării dinamice (Bellman), principiul maximului (Pontreaghin) sau, în ultimul timp, aplicarea calculului clasic variaţional modificat corespunzător.

7. *Teoria jocurilor*, în forma ei actuală, folosind matricele de strategii şi cîştiguri este greu aplicabilă, dar înlocuind forma matricială prin diagrame, permite o aplicare raţională în diferitele domenii tehnice, economice, organizatorice. Principial, folosirea diagramelor este redată în figura 8.

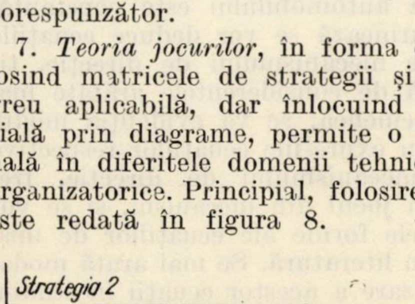


Fig. 8

Cu liniile pline sînt delimitate zonele de cîştiguri pentru strategiile 1 şi 2, iar liniile punctate arată cîştigurile maxime pentru cele două strategii. O succesiune de mărimi este reprezentată printr-o linie în formă de spirală, cînd se observă că rezultatul final tinde spre punctul 0 din diagramă.

Prin această modificare a metodei clasice, se poate lărgi şi simplifica sfera domeniilor de utilizare şi a metodelor de aplicare a teoriei jocurilor, incluzînd în aceste domenii cele mai variate situaţii ce apar în procesul de producţie.

III. Criterii de calitate

Pentru competitivitate pe piaţa internaţională, problema calităţii are un rol fundamental. Abordarea ei necesită în primul rînd stabilirea criteriilor de calitate parţiale şi eventual a unui criteriu complex care, fireşte, va fi variabil pentru diferitele tipuri de maşini. În general, calitatea depinde de utilizarea unei maşini, concretizată prin necesitatea ei în diferitele domenii şi prin economicitatea ei, caracterizată prin preţul de cost şi cheltuielile de exploatare.

Analizînd diferite criterii de calitate, este util a se indica şi măsurile prin care aceste criterii pot fi îmbunătăţite. Această metodă este redată mai jos în mod schematic :

1. *Productivitatea* — depinde de forţele şi vitezele de lucru ; ridicarea vitezelor impune o echilibrare pentru evitarea vibraţiilor şi o precizie de execuţie superioară în vederea eliminării şocurilor ; mărirea forţelor duce la construcţii mai grele, deci mai puţin economice.

2. *Greutatea* — poate fi redusă prin corelarea mai strictă dintre rezistenţa admisibilă a materialelor folosite şi solicitările pieselor maşinii. În acest scop, este utilă elaborarea formei adecvate a pieselor şi înlocuirea materialelor.

3. *Gabaritul* — poate fi redus printr-o formă compactă a maşinii, eliminînd elementele proeminente faţă de conturul ei de bază ; necesită în multe cazuri reproiectarea unor subansambluri.

4. *Caracteristici* — în acest criteriu intră : pornirea şi oprirea uşoară şi rapidă, stabilitatea în funcţionare şi o cît mai mare independenţă la influenţele exterioare.

5. *Randamentul* — poate fi îmbunătăţit prin analiza sistematică a pierderilor şi luarea măsurilor constructive pentru reducerea lor. Important pentru reducerea pierderilor este asigurarea cîmpului cît mai uniform de viteze, presiuni şi temperaturi, precum şi mărirea dimensiunilor la ieşire, pentru reducerea pierderilor reziduale.

6. *Consumul de ulei* — depinde de elaborarea circuitului de energie (închis cu etanşări bune), precum şi de controlul periodic al calităţii uleiului. Importantă este şi realizarea constructivă a îmbinărilor mobile şi alegerea materialului pentru piesele ce intră în contact.

7. *Precizia* — este afectată de jocurile în îmbinări, care determină toleranţele de execuţie ale pieselor, precum şi de fineţea suprafeţelor în contact. Ea este influenţată şi de rigiditatea maşinii, precum şi de rezistenţa ei la vibraţii şi şocuri.

8. *Durabilitatea* — este limitată de uzura fizică şi morală ; cea fizică este remediată prin reparaţii sistematice, iar cea morală prin proiectarea de maşini moderne şi modernizarea celor existente.

9. *Siguranța în funcționare* — poate fi mărită prin folosirea de dispozitive de siguranță, amplasate însă în locuri corespunzătoare, și prin legarea în paralel a circuitelor de forță unde există pericolul mai mare de defecțiuni.

10. *Deservirea ușoară, gradul de automatizare* — pot fi perfecționate prin analiza fiziologiei și psihologiei omului, ajungîndu-se astfel la problema crucială a sistemotehnicii — colaborarea om/mașină.

11. *Aspectul estetic* — mai puțin important din punct de vedere funcțional, are o influență mare asupra capacității unei mașini de a fi introdusă în cele mai variate domenii.

12. *Prețul de cost și cheltuielile de exploatare* — depind de criteriile de mai sus; aceste două criterii nu pot fi privite separat ci numai în ansamblu, deoarece ele sînt contradictorii: de obicei, reducerea prețului de cost provoacă mărirea cheltuielilor de exploatare și viceversa.

Cele expuse nu epuizează problema, formînd numai un schelet pentru elaborarea principiilor și metodelor în vederea producției raționale și a fundamentării acestei producții prin calcule matematice concrete.

◆

CZ 629.113.014.5

Asupra dinamicii mecanismului de direcție al automobilului

Ing. Aurel P. STOICESCU – Institutul politehnic – București

Procesele de oscilație ale roților de direcție au atras atenția asupra mișcărilor din mecanismul de direcție. Faptul că oscilațiile se pot produce și la mersul în linie dreaptă, cînd volanul este menținut fix, a evidențiat importanța ce trebuie acordată elasticității mecanismului de direcție. Necesitatea de a găsi cauzele apariției oscilațiilor periculoase ale roților de direcție, precum și mijloacele pentru atenuarea sau înlăturarea lor, au impus stabilirea și studiul ecuațiilor de mișcare ale mecanismului de direcție. În această primă fază a cercetărilor nu se ținea seamă de mișcările suplimentare pe care le-ar putea executa automobilul datorită oscilațiilor roților directoare, astfel că mecanismul de direcție era considerat ca un sistem independent. După aceea, pentru studiul mai cuprinzător al stabilității automobilului, s-a luat în considerare și elasticitatea mecanismului de direcție. Așadar, a trebuit să se țină seamă de gradul de libertate suplimentar introdus și să se utilizeze ecuațiile de mișcare ale mecanismului de direcție, în strînsă legătură cu ecuațiile mișcării automobilului. Studiul celor două feluri de ecuații interdependente permite să se tragă concluzii cu privire la stabilitatea ansamblului. Includerea mișcărilor mecanismului de direcție în studiul stabilității automobilului a fost realizată prima dată de către K. S. Kolesnikov [6].

În literatură există lucrări în care se deduc ecuațiile de mișcare ale mecanismului de direcție. Cel mai complet ele se deduc în lucrarea [7], în care se ține seamă de elasticitățile, masele și momentele de inerție pe diferitele porțiuni ale mecanismului de direcție.

Însă în toate lucrările se consideră că centrul de greutate al maselor în mișcare de rotație în jurul pivotului se găsește pe axa pivotului. Or, masa cea mai importantă este roata de direcție, al cărei centru de greutate nu se află pe axa amintită. Prin urmare, la scrierea ecuațiilor de echilibru trebuie să se țină seamă și de momentele forțelor de inerție, care pot avea valori mari în timpul unor frînări puternice. De altfel, în toate aceste lucrări se consideră că viteza automobilului este constantă.

În cele ce urmează se vor deduce ecuațiile de mișcare ale mecanismului de direcție, ținîndu-se seamă de considerentele arătate mai înainte. De asemenea, se va evidenția modul cum intervin în expresiile ecuațiilor respective randamentul mecanismului de direcție, frecarea uscată și jocul din mecanism, și se vor discuta diferitele forme ale ecuațiilor de mișcare întîlnite în literatură. Se mai arată modalitatea de utilizare a acestor ecuații în studiul stabilității automobilului; cu acest prilej se remarcă un exemplu din literatură de folosire necorectă a ecuațiilor susmenționate.

În figura 1 s-au reprezentat separat cele două roți de direcție, împreună cu vitezele din mișcarea de transport și mișcarea relativă (mărimile afectate de indicele „t'' se referă la mișcarea de transport), precum și cu reacțiunile căii la roți. Cu M'_{01} și M''_{01} s-au notat inter-

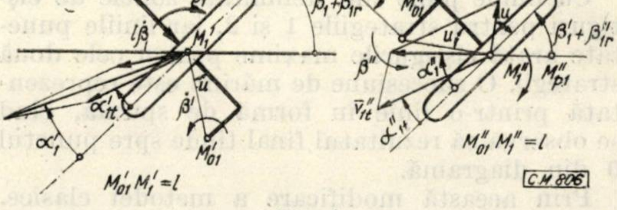


Fig. 1

secţiile axelor pivoţilor cu calea. În figura 2, care păstrează aceleaşi notaţii din figura 1, sînt indicate accelaraţiile punctelor M_1' şi M_1'', precum şi unele momente care acţionează la cele două roţi.

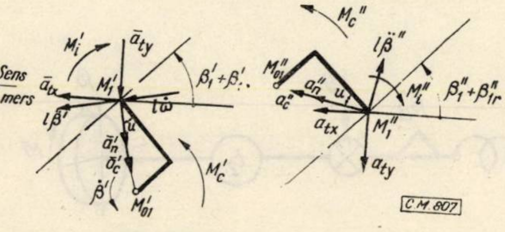


Fig. 2

Acceleraţia punctului M_1' va fi dată de suma vectorială dintre acceleraţia din mişcarea de transport, acceleraţia din mişcarea relativă şi acceleraţia lui Coriolis.

O analiză mai amănunţită, care a fost efectuată în lucrarea [8], arată că acceleraţiile punctelor M_{01}' şi M_{01}'' pot fi considerate, cu suficientă aproximaţie, egale cu acceleraţia punctului mediu al osiei din faţă. În [8] se demonstrează că cele două componente ale acceleraţiei punctului mediu al osiei din faţă sînt date de expresiile :

$$a_{t_x} = \dot{v} - v\alpha\dot{\alpha} - \omega v\alpha - a\omega^2,$$
$$a_{t_y} = \dot{v}\alpha + v\dot{\alpha} + a\dot{\omega} + \omega v. \qquad (1)$$

Pentru a afla acceleraţia din mişcarea de *transport* a punctului M_1', va trebui adăugată acceleraţia tangenţială $l\dot{\omega}$ perpendiculară pe $M_{01}'M_1'$ şi acceleraţia $l\omega^2$ normală la precedenta.

Acceleraţia din mişcarea relativă are două componente : tangenţială $l\ddot{\beta}'$ şi normală $\bar{a}_n'$. În fine, acceleraţia lui Coriolis ($\bar{a}_c'$) este orientată după direcţia lui $\overline{M_1'M_{01}'}$.

Acceleraţia lui M_1'' se obţine exact în acelaşi mod ca şi pentru M_1'. Pe figura 2 s-au notat cu M_i' şi M_i'' momentele de inerţie ale maselor în mişcare de rotaţie în jurul celor doi pivoţi cu vitezele unghiulare $\dot{\beta}' + \omega$ şi, respectiv $\dot{\beta}'' + \omega$.

M_c' şi M_c'' reprezintă momentele reduse la pivoţi, datorite atît interacţiunii pîrghiilor fuzetelor cu restul pieselor mecanismului de direcţie, cît şi frecărilor dintre fuzete şi pivoţi.

Se face aproximaţia că centrele de greutate ale maselor ce se rotesc în jurul pivoţilor sînt M_1' şi, respectiv, M_1''.

Scriind ecuaţiile de momente în raport cu M_{01}' şi, respectiv, M_{01}'' pentru fiecare din cele două roţi directoare şi însumîndu-le membru cu membru se obţine :

$$\left(I_{do} + \frac{m_{10}}{2}1^2\right)(\ddot{\beta}' + \ddot{\beta}'' + 2\dot{\omega}) +$$
$$+ \frac{m_{10}}{2}a_{tx}\left[r_0(\cos\beta' - \cos\beta'') + n(\sin\beta' + \sin\beta'') +\right.$$
$$\left.+ \frac{m_{10}}{2}\right][\Gamma_0(\sin\beta' + \sin\beta'') - n(\cos\beta' + \cos\beta'')] -$$
$$-(M_c' + M_c'') + (Y_1' + Y_1'')\,n + (X_1'' - X_1')\,r_0 +$$
$$+ M_{p1}' + M_{p1}'' - I_r(\omega_r'\dot{\delta}_1' + \omega_r''\dot{\delta}_1'') = 0,$$

în care I_{d0} reprezintă momentul de inerţie al masei $\frac{m_{10}}{2}$ în raport cu M_1'.

Mărimile r_0 şi n sînt de acelaşi ordin de mărime, iar unghiurile β' şi β'' au valori mici, mai ales cînd se studiază probleme de stabilitate. Aşadar, se pot face următoarele aproximaţii :

$$r_0(\cos\beta' - \cos\beta'') + n(\sin\beta' + \sin\beta'') \simeq$$
$$\simeq n(\beta' + \beta''), \qquad (2)$$
$$r_0(\sin\beta' - \sin\beta'') - n(\cos\beta' + \cos\beta'') \simeq 2n,$$
$$\beta' + \beta'' \cong 2\beta.$$

Tot din cauza valorilor mici ale unghiurilor şi fiindcă viteza automobilului are valori relativ ridicate pentru probiemele ce interesează stabilitatea, se mai pot scrie relaţiile :

$$|\alpha\beta| \ll 1, \ |a\beta\omega| \ll v. \qquad (3)$$

Pe de altă parte, potrivit teoremei lui Steiner, există relaţia :

$$I_{a0} + 0{,}5\, m_{10}\, 1^2 = I_a. \qquad (4)$$

Ţinînd seamă de relaţiile (2), (3) şi (4), ecuaţia de mişcare a mecanismului de direcţie ia forma :

$$2I_d(\ddot{\beta} + \dot{\omega}) + m_{10}\,n\dot{v}\beta - m_{10}\,n(\dot{v}\alpha + v\dot{\alpha} +$$
$$+ a\dot{\omega} + v\omega) + (X_1'' - X_1')\,r_0 + (Y_1' + Y_1'')n +$$
$$+ M_{p1} - I_r(\omega_r'\dot{\delta}_1' + \omega_r''\dot{\delta}_1'') + (M_F' + M_F'') -$$
$$-(M_e' + M_e'') = 0, \qquad (5)$$

unde M_e' şi M_e'' reprezintă momentele reduse la pivoţi, datorite acţiunii mecanismului de direcţie asupra pîrghiilor fuzetei corespunzătoare celor două roţi.

În ecuaţia (5) mai rămîne de determinat $M_e' + M_e''$, întrucît celelalte mărimi se pot exprima uşor în funcţie de parametrii cinetici şi constructivi.

Mecanismul de direcţie este un sistem relativ complicat compus dintr-un număr mare de elemente care prezintă o anumită elasticitate. De asemenea, în interiorul mecanismului au loc frecări. Întrucît elasticitatea mecanismului nu este concentrată la un singur element, iar frecările, de asemenea, nu au loc doar într-un anumit loc (îndeosebi cele de natură vîscoasă, care se produc chiar în interiorul tijelor, barelor etc.), exprimarea lui $M_e' + M_e''$ este dificilă. Ar trebui să se cunoască precis detaliile constructive cu caracteristicile mecanice şi fizice pentru fiecare element. Ţinînd seamă că la experimentări se pot obţine caracteristici globale fie pentru întregul mecanism, fie pentru diferitele părţi ale sale, se poate întocmi un model matematic nu prea complicat, cu caracteristicile stabilite ca mai sus şi care să descrie suficient de exact mişcarea mecanismului real.

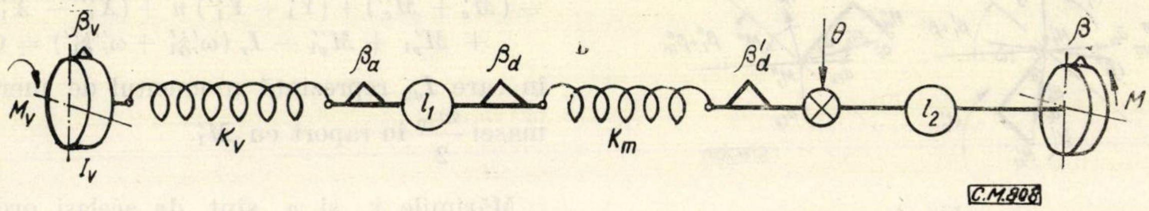


Fig. 3

În cazul de faţă se utilizează modelul matematic descris în lucrarea [7] şi a cărui schemă este indicată în figura 3.

Subansamblurile cu rigidităţile K_m şi K_v sînt indicate pe figura 3 sub forma unor arcuri supuse la torsiune. În mecanismul real, pe porţiunea de la degetul direcţiei pînă la pîrghiile de direcţie există frecare de natură vîscoasă şi frecare uscată. Aceasta din urmă este mică în comparaţie cu cea dintre pivoţi şi fuzetă. Se poate întocmi un model care să conţină şi aceste frecări pe porţiunea amintită, dar el ar comporta o ecuaţie diferenţială în plus. De altfel, după [7], modelul de mai sus aproximează suficient de exact modelul real.

Cu ajutorul acestui model se scriu ecuaţiile :

$$\begin{aligned} &I_v\,\ddot{\beta}_v = M_c + K_v\,(\beta_a - \beta_v),\\ &\beta_a = i_1\,\beta_d, \qquad (6)\\ &(\beta_d - \beta_d') = K_v\,i_1\,\eta_d\,(\beta_v - \beta_a),\\ &\beta_d' = i_2\,\beta - \theta_r, \end{aligned}$$

unde θ_r reprezintă unghiul echivalent de rotire a arborelui degetului, care ia în considerare modificarea poziţiei bielei de direcţie datorită ruliului.

Dacă se notează cu M_e momentul care acţionează asupra roţilor din partea mecanismului propriu-zis, se mai scrie relaţia :

$$M_e = (\beta_d - \beta_d')\,K_m\,i_2. \qquad (7)$$

Din condiţia ca M_e, pe de o parte, şi M_e', M_e'', pe de altă parte, să producă acelaşi lucru mecanic, întrucît sistemele sînt echivalente, rezultă :

$$M_e\,\beta = M_e'\,\beta' + M_e''\,\beta''.$$

Cu o anumită aproximaţie, dat fiind că β, β' şi β'' sînt de valori apropiate, relaţia se transformă în :

$$M_e = M_e' + M_e''. \qquad (8)$$

Dacă unghiurile de virare sînt foarte mari, condiţia de mai sus nu este îndeplinită şi deci reducerea momentelor la un singur pivot, curentă de altfel, este afectată de erori.

Din ultimele trei relaţii (6) şi relaţiile (7), (8) se obţine prin eliminarea lui β_a, β_d şi β_d' :

$$M_e' + M_e'' = K_{d\downarrow}\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right], \qquad (9)$$

în care :

$$K_{d\downarrow} = \frac{\eta_d\,i_m^{+}\,K_v\,K_m}{K_m\,\eta_d\,i_1^2\,K_v}, \quad r = \frac{\theta_r}{i_2}.$$

De asemenea, între relaţiile (6) se pot elimina aceleaşi variabile ca mai sus, rezultînd încă o ecuaţie diferenţială distinctă. Deci cele două ecuaţii de mişcare ale mecanismului de direcţie sînt :

$$\begin{aligned} &2I_d\,(\ddot{\beta} + \dot{\omega}) + m_{10}\,n\dot{v}\beta - m_{10}\,n(\dot{v}\alpha + v\dot{\alpha} +\\ &+ a\dot{\omega} + v\omega) + (X_1'' - X_1')r_0 + (Y_1' + Y_1'')n + M_{p1} -\\ &- I_r\,(\omega_r'\,\dot{\delta}_1' + \omega_r''\,\dot{\delta}_1'') + (M_F' + M_F'') -\\ &- K_{d\downarrow}\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right] = 0, \qquad (10)\\ &\eta_d\,i_m\,I_v\,\ddot{\beta}_v = M_v i_m \eta_d - K_{d\downarrow}\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right]. \end{aligned}$$

Ecuaţiile de mai sus au fost deduse în ipoteza că momentul se transmite de la volan la roţi ; mai exact, fluxul de putere este orientat de la volan către roţile de direcţie.

Relaţiile (5), (6) fără cea de a treia, (7) şi (8) sînt generale şi nu sînt afectate, ca mod de scriere, de sensul fluxului de putere, întrucît nu conţin mărimi dependente de acest sens. În schimb, cea de a treia relaţie (6) este afectată de randamentul casetei de direcţie. În cazul cînd fluxul de putere are sensul de la roţile de direcţie către volan se obţine:

$$(\beta_d - \beta_d') K_m = K_v i_1 \eta_i^{-1} (\beta_v - \beta_a). \qquad (11)$$

Se observă că în locul lui η_d, în formula de mai sus apare η_i^{-1}. Deci ecuaţiile de mişcare se vor obţine din (10) prin simpla înlocuire a lui η_d cu η_i^{-1}.

În acelaşi mod se defineşte şi $K_{d\downarrow}$. Deci:

$$K_{d\downarrow} = \frac{\eta_i^{-1} i_m^2 K_v K_m}{K_m + \eta_i^{-1} 1_1^2 K_v}, \qquad (12)$$

$$2I_d(\ddot\beta + \dot\omega) + m_{10} n\dot v\beta - m_{10} n (\dot v\alpha + v\dot\alpha +$$
$$+ a\dot\omega + v\omega) + (X_1'' - X_1') r_0 + (Y_1' + Y_1'')\mathrm{n} +$$
$$+ M_{p1} - I_r(\omega_{r1}' \dot\delta_1' + \omega_M'' \dot\delta_1'') + (M_F' + M_F'') -$$
$$- K_{d\uparrow}\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right] = 0, \qquad (13)$$

$$I_v i_m \eta_i^{-1} \cdot \ddot\beta_v = M_v i_m \eta_i^{-1} - K_{d\uparrow}\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right].$$

La ecuaţiile de mişcare de mai sus mai trebuie adăugate şi condiţiile de sens ale transmiterii puterii, puse sub formă matematică. Acestea sînt:

$$\dot\beta_a (M_v - I_v \ddot\beta_v) > 0, \text{ pentru (10)}, \qquad (14)$$

$$\dot\beta_a (M_v - I_v \ddot\beta_v) < 0, \text{ pentru (13)}. \qquad (15)$$

În felul acesta, ecuaţiile care descriu mişcarea mecanismului de direcţie sînt (10) şi (13) cu condiţiile (14) şi (15).

În lucrările în care se examinează şi mişcările mecanismului de direcţie, cu excepţia lucrării [7], suma $M_e' + M_e''$ este denumită moment elastic, iar expresia sa este analogă cu (9), în care însă K_d este înlocuit cu rigiditatea mecanismului de direcţie. Se observă că în realitate $K_{d\downarrow}$ nu este o simplă rigiditate, întrucît depinde de randamentul casetei. În afară de aceasta, trebuie făcută distincţie între sensurile fluxului de putere.

Înlocuirea lui $K_{d\downarrow}$ şi $K_{d\uparrow}$ printr-o rigiditate propriu-zisă unică este justificată numai în anumite condiţii. Din expresiile de definiţie ale celor două mărimi rezultă:

$$\lim_{K_v\to\infty} K_{d\downarrow} = \lim_{K_v\to\infty} K_{d\uparrow} = K_m i_m'' = k_d. \qquad (16)$$

Prin urmare, numai dacă rigidităţile volanului şi arborelui său sînt foarte mari în raport cu rigidităţile celorlalte elemente din mecanism, momentul elastic este proporţional cu o rigiditate propriu-zisă, independent de sensul fluxului de putere şi de randamentul casetei.

În condiţiile de mai sus, se observă că primele ecuaţii din (10) şi (13) sînt identice, indiferent de sensul fluxurilor de putere. Dacă se studiază comportarea automobilului cînd mişcarea volanului este dată („fixed control"), deci cînd β_v este o funcţie dată de timp (în particular $\beta_v = 0$), atunci este suficientă o singură ecuaţie de mişcare a mecanismului de direcţie, indiferent de sensul transmiterii puterii. Numai dacă ar interesa momentul necesar la volan pentru a realiza legea respectivă de mişcare, ar fi necesară şi cea de a doua ecuaţie cu condiţiile de sens.

În schimb, dacă se studiază mişcarea automobilului în cazul cînd β_v nu este o funcţie dată („free control"), de pildă cînd volanul este lăsat liber ($M_v = 0$), atunci este necesară şi cea de a doua ecuaţie de mişcare cu condiţiile de sens.

Se consideră în continuare cazul particular cînd mecanismul de direcţie are o rigiditate foarte mare. Ecuaţiile de mişcare se pot deduce folosind rezultatele de mai sus. Pentru aceasta se observă că în ecuaţiile (10) şi (13) apare momentul elastic M_e. S-a văzut însă că acesta reprezintă acţiunea mecanismului asupra pîrghiilor fuzetei, astfel încît, şi în condiţiile de faţă, el reprezintă acelaşi lucru, deşi nu mai are aceeaşi expresie. Se elimină M_e între cele două ecuaţii (10). Aceeaşi operaţie se face şi pentru ecuaţiile (13). Apoi, din fiecare două ecuaţii se elimină β_v, ţinînd seamă că:

$$\beta_v = i_m\beta = \beta_r.$$

Rezultă:

$$2I_a(\ddot\beta + \dot\omega) + m_{10}n\dot v\beta - m_{10}n(\dot v\alpha + v\dot\alpha + a\dot\omega + v\omega) +$$
$$+ (X_1'' - X_1')r_0 + (Y_1' + Y_1'')n + M_{p1} - I_r(\omega_r'\dot\delta_1 +$$
$$+ \omega_r''\dot\delta_1'') + (M_F' + M_F'') + \eta_d\ddot{i}_m I_v (i_m\beta - \beta_r) -$$
$$- M_v i_m \eta_d = 0$$

$$\text{dacă } \dot\beta_v \ddot\beta_v < 0, \qquad (17)$$

$$2I_a(\ddot\beta + \dot\omega) + m_{10}n\dot v\beta - m_{10}n(\dot v\alpha + v\dot\alpha + a\dot\omega + v\omega) +$$
$$+ (X_1'' - X_1')r_0 + (Y_1' + Y_1'')n + M_{p1} - I_r(\omega_r'\dot\delta_r' +$$
$$+ \omega_r''\dot\delta_1'') + (M_F' + M_F'') + \eta_i^{-1} i_m I_v (i_m\ddot\beta - \ddot\beta_r) -$$
$$- M_v i_m \eta_i^{-1} = 0$$

$$\text{dacă } \dot\beta_v \ddot\beta_v > 0.$$

Dacă mişcarea volanului este dată, atunci β_v este cunoscut, astfel că ecuaţiile (17) nu sînt necesare în studiul stabilităţii. După soluţionarea ecuaţiilor de stabilitate, ecuaţiile (17) se pot utiliza pentru a determina pe M_v.

Dacă este dat M_v (în particular $M_v = 0$, deci volanul liber), întrucît β_v este necunoscut, pentru studiul stabilităţii sînt necesare şi ecuaţiile (17).

În lucrarea [2] se studiază stabilitatea automobilului cu volanul lăsat liber în ipoteza rigidităţii foarte mari a mecanismului de direcţie. Pentru aceasta, pe lîngă ecuaţiile de mişcare ale automobilului se mai foloseşte ecuaţia de mişcare a mecanismului de direcţie. Însă este de observat că, pe de o parte, nu se ţine seamă de diferenţa care există între randamentul direct şi invers, iar pe de altă parte, ecuaţia suplimentară are o singură formă, neţinîndu-se seamă de sensul transmiterii puterii. Chiar dacă se admite că $\eta_d = \eta_i$, ecuaţia suplimentară va avea forme diferite în funcţie de sensul fluxului de putere. În timpul oscilaţiilor volanul poate să acumuleze energia în unele perioade de timp, pe cînd în altele poate să cedeze energie; astfel, există posibilitatea schimbărilor de sens pentru fluxul de putere. Acest lucru se stabileşte exact folosind ecuaţiile (17). Intervine însă o dificultate, întrucît ecuaţiile globale sînt neliniare chiar dacă, luate separat, ecuaţiile sînt liniare. În [2] această dificultate nu există, dar nici ecuaţiile nu reprezintă întocmai procesele oscilatorii.

Cum s-a arătat, M'_F şi M''_F reprezintă momentele datorite frecărilor dintre pivoţi şi fuzete. Tot în aceste momente ar putea intra şi frecările din restul mecanismului (mai puţin caseta), eventual ale amortizorului de direcţie, reduse bineînţeles la pivoţi.

Prin urmare:

$$M'_F + M''_F = h_d\,\dot\beta + M_f\,\mathrm{sign}\,\dot\beta. \tag{18}$$

Cercetările experimentale arată că h_d este dependent de frecvenţa de oscilaţie [6]. Pentru a nu complica problema se poate considera h_d constant, luîndu-se o valoare medie.

În mecanismul de direcţie există un anumit joc. Întrucît în condiţii obişnuite jocurile în mecanismul cu pîrghii este automat înlăturat, jocul în mecanism este realizat în caseta de direcţie. Deşi este neîndoios că jocul din mecanismul de direcţie influenţează asupra stabilităţii, în literatură, pînă acum, această problemă nu este încă tratată. Una din cauze este, probabil, şi aceea că problema se complică din punct de vedere matematic, atît ca formulare, cît şi ca soluţionare, întrucît se introduc neliniarităţi.

Este evident că, în timpul cît există joc între piesele corespunzătoare ale casetei, momentul M_e este nul. În acest timp însă forţele de frecare vor fi prezente, întrucît ele sînt preponderente între fuzete şi pivoţi. Din diagramele din [5, 6)] rezultă că ele sînt ceva mai mici decît cele din cazul fără joc. Întrucît această diferenţă nu este mare, se vor considera aceste forţe ca fiind independente de unghiul de virare. În momentul anulării jocului, M_e va lua valoarea determinată de rigiditate şi de deformaţie. Prin urmare, pentru cazul cînd există joc, $k_d = 0$, iar în cazul cînd nu există joc, are o valoare constantă. În felul acesta se exprimă matematic existenţa jocului în ecuaţiile de mişcare. Dacă volanul ar avea întotdeauna aceeaşi poziţie relativă faţă de coloana sa, cînd automobilul se deplasează în linie dreaptă, atunci jocul ar fi acelaşi, atît la rotirea la dreapta, cît şi la rotirea la stînga. Însă, în realitate, volanul nu ocupă exact aceeaşi poziţie, astfel că jocurile din dreapta şi stînga nu sînt egale. Prin urmare nici k_d nu prezintă simetrie faţă de axa ordonatelor.

Evident, fenomenul de mai sus are un caracter aleatoriu, ceea ce conduce la complicarea studiului ecuaţiilor de mişcare. Într-o primă fază a cercetărilor se poate considera jocul iniţial de o valoare dată, fixă, cu o anumită nesimetrie în sensul celor discutate anterior.

Un caz des întîlnit este acela cînd rigiditatea volanului şi a arborelui său sînt foarte mari. Ţinînd seamă de (10), (13—15), (16) şi (18), în acest caz ecuaţiile de mişcare se scriu

$$\begin{aligned}2I_d(\ddot\beta - \dot\omega) + m_{10}\,n\dot v\beta - m_{10}n\,(\dot v\alpha + v\dot\alpha + a\dot\omega +{}\\ + v\omega) + h_d\dot\beta + M_f\mathrm{sign}\dot\beta - K_d\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right] +{}\\ + (Y'_1 + Y''_1)n + M_{p1} + (X''_1 - X'_1)r_0 -{}\\ - I_r(\omega'_r\dot\delta'_1 + \omega''_r\dot\delta''_1) = 0,\end{aligned} \tag{19}$$

$$\eta_d i_m I_v\ddot\beta_r = M_v i_m\eta_d - K_d\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right]$$

$$\text{dacă } \dot\beta_a(M_v - I_v\ddot\beta_v) > 0,$$

$$\eta_i^{-1} i_m I_v\ddot\beta_v = M_v i_m\eta_i^{-1} - K_d\left[\left(\frac{\beta_v}{i_m} - \beta\right) + \beta_r\right]$$

$$\text{dacă } \dot\beta_a(M_v - I_v\ddot\beta_v) < 0.$$

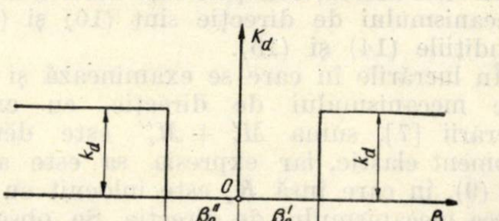


Fig. 4

În cazul existenţei jocului în mecanism, cu volanul menţinut fix în poziţia de mers în linie dreaptă, în ecuaţiile de mai sus se pune $\beta_v = 0$, iar k_d este o funcţie al cărei grafic este indicat în figura 4. Ecuaţiile (19) au fost aplicate de către autor la studiul stabilităţii automobilului frînat [8].

Concluzii

Ecuaţiile de mişcare ale mecanismului de direcţie au forme diferite în funcţie de sensul fluxului de putere ce se transmite prin mecanism. Doar în anumite situaţii, care sînt examinate în lucrare, se poate folosi o singură formă pentru ecuaţiile de mişcare ale mecanismului de direcţie.

Introducerea întregii rigidităţi a mecanismului de direcţie în ecuaţiile de mişcare, aşa cum se procedează în majoritatea lucrărilor, este justificată numai în cazul cînd rigiditatea volanului şi a arborelui său este foarte mare în raport cu rigidităţile celorlalte elemente.

Notaţiile principale folosite în lucrare

a — distanţa de la centrul de greutate al automobilului în repaus pînă la planul normal pe cale ce trece prin axa punţii din faţă, m;
n — distanţa de la punctul de intersecţie al axei pivotului cu calea pînă la dreapta din planul căii normală la axa longitudinală a automobilului şi care trece prin centrul petei de contact a roţii directoare nebracate, m;
r_0 — raza de rotire a roţii directoare în jurul pivotului, m;
v — viteza centrului de greutate al automobilului, ms^{-1};
α — unghiul dintre viteza centrului de greutate şi axa longitudinală a automobilului;
β_1', β_1'' — unghiurile de virare ale roţilor din faţă obţinute prin rotirea volanului, rad;
$\beta_{1r}', \beta_{1r}''$ — unghiurile de virare ale roţilor din faţă datorite ruliului, rad;
β — unghiul mediu de virare al roţilor, rad;
β_r — unghiul mediu de virare al roţilor datorit ruliului, rad;
β_a — unghiul de rotaţie al capătului inferior al arborelui volanului, rad;
β_d — unghiul de rotaţie al arborelui degetului de comandă, rad;
β_d' — unghiul de rotaţie al arborelui degetului de comandă necesar pentru a obţine unghiul de virare din cazul real dacă partea de la arborele degetului pînă la roţi ar fi fără elasticitate, rad;
β_e — unghiul de deformare elastică a mecanismului de direcţie, rad;
β_0 — jocul în mecanismul de direcţie, rad;
β_v — unghiul de rotaţie al volanului, rad;
δ_1', δ_1'' — unghiurile de cădere ale roţilor din faţă, rad;
ω — viteza unghiulară a axei longitudinale a automobilului, $rad.s^{-1}$;
ω_r', ω_r'' — vitezele unghiulare ale roţilor directoare, $rad.s^{-1}$;
m_{10} — masa pieselor cu mişcare de rotaţie în jurul pivoţilor, $kgf.m^{-1}\ s^2$;
I_d — momentul de inerţie al roţii directoare cu părţile aferente în raport cu axa pivotului, $kgf.m.s^{-2}$;
I_r — momentul de inerţie al unei roţi în raport cu axa sa de rotaţie, $kgf.m.s^{-2}$;
I_v — momentul de inerţie al volanului, $kgf.m\ s^{-2}$;
X_1', X_1'' — reacţiunile tangenţiale ale căii la roţile din faţă, kgf;
Y_1', Y_1'' — reacţiunile laterale ale căii la roţile din faţă, kgf;
M — momentul din partea pivoţilor şi a solului, care acţionează asupra roţilor de direcţie;
M_f — momentul de frecare uscată din mecanism, redus la pivoţi, kgf.m;
M_F', M_F'' — momentele datorite frecărilor dintre pivoţi şi roţi, kgf.m;
M_{p1}', M_{p1}'' — momentele stabilizatoare ale pneurilor din faţă, kgf. m;
M_v — momentul aplicat volanului, kgf.m;
k_d — rigiditatea mecanismului de direcţie, $kgf.m.rad^{-1}$;
K_m — rigiditatea părţii mecanismului de direcţie dintre arborele degetului de direcţie şi roţi, $kgf.m.rad^{-1}$;
K_v — rigiditatea volanului şi a arborelui său, $kgf.m.rad^{-1}$;
i_m — raportul total de transmitere al mecanismului de direcţie;
i_1 — raportul de transmitere al casetei de direcţie;
i_2 — raportul de transmitere al mecanismului pîrghiilor direcţiei;
h_d — coeficientul momentului frecării uscate din mecanismul de direcţie, $kgf.m.s.rad^{-1}$;
η_d — randamentul direct al casetei de direcţie;
η_i — randamentul invers al casetei de direcţie.

În notaţiile de mai sus semnul ,,prim" se referă la roţile din dreapta privind în sensul de deplasare a automobilului, iar semnul ,,secund" la roţile din stînga.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Böhm, F.* Über die Fahrtrichtungsstabilität und die Seitenwindempfindlichkeit des Kraftwagens bei Geradeausfahrt. În: ATZ, 63, nr. 5 şi nr. 10, 1961, p. 128–133 şi p. 339–343.

[2] *Braess, H. H.* Beitrag zur Stabilität des Lenkverhaltens von Kraftfahrzeugen. În: ATZ, 69, nr. 3, 1967, p. 81–84.

[3] *Döhring, E.* Über Wirkungsgrad und Elastizität von Automobillenkgetrieben. În: ATZ, 63, nr. 3, 1961, p. 75–77.

[4] *Fiala, E.* Zur Fahrdynamik des Strassenfahrzeuges unter Berücksichtigung der Lenkungselastizität, În: ATZ, 62, nr. 3, 1960, p. 71–79.

[5] *Fortunov, D. F.* Harakteristiki jestkosti rulevogo upravlenica avtomobilea ,,Volga", În: Avtomobilnaia promişlennost, XXXII, nr. 1, 1965, p. 21.

[6] *Kolesnikov, K. S.* Avtokolebaniia upravleaemîh koles avtomobilea. Gosudarstvennoe izdatelstvo tehniko-teoreticeskoi literaturî, Moscova, 1955.

[7] *Segel, L.* On the lateral stability and control of the automobile as influenced by the dynamics of the steering system, Paper. Amer. Soc. Mech. Engrs., WA/ /MD–2, 1965.

[8] *Stoicescu, A. P.* **Contribuţii la studiul influenţei reacţiunilor tangenţiale la roţi asupra stabilităţii şi maniabilităţii automobilului. Teză de doctorat, Institutul politehnic Bucureşti, 1970.**

* * *

Cronică

Expoziția realizărilor construcției socialiste din R.P. Chineză

În a doua decadă a lunii iunie, a fost prezentată la București Expoziția realizărilor construcției socialiste chineze. În conferința de presă ținută cu acest prilej, directorul expoziției, Tzoi Sin-de a arătat că expoziția reflectă în mod cuprinzător rezultatele materiale ale poporului chinez în revoluția și construcția socialistă.

După ce a făcut o amplă prezentare a bogatului sortiment de exponate, a menționat că deschiderea acestei expoziții reprezintă o expresie vie a dezvoltării continue a prieteniei frățești dintre cele două popoare, și întărește relațiile economice și comerciale dintre R. S. România și R. P. Chineză.

Exponatele prezentate au ocupat o suprafață de 3 500 m^2, vizitatorii fiind atrași deopotrivă de produse din industrie și agricultură. De asemenea, o bună suprafață din expoziție a fost ocupată de o serie de machete deosebit de reprezentative, care reflectau noile relizări în agricultură, silvicultură, zootehnie, piscicultură etc.

În sectorul industrial al expoziției au fost prezentate diverse produse ale industriei metalurgice, industriei chimice, industriei ușoare, chimiei alimentare etc.

Din ramura industriei constructoare de mașini au atras atenția o serie de exponate dintre care menționăm :

— *motorul diesel 12 V 135 C* de 240 CP cu 12 cilindri în V, în 4 timpi, cu un consum specific de combustibil de 175 g/CP, pentru nave mici și mijlocii ;

— *motorul diesel 6 135 G*, de 120 CP cu 6 cilindri în 4 timpi, tip vertical, cu o turație de 1 500 rot/min și cu un consum specific de combustibil de 175 g/CP, cu o greutate de 1 160 kg. Acest motor servește pentru nave, utilaje de construcții, instalații de irigație și drenaj și pentru agricultură ;

— *motorul diesel 4 100* — pentru vase de pescuit și de salvare, electrogeneratoare de 60 CP, cu 4 cilindri verticali, în 4 timpi, răcit cu apă, cu o turație de 2 000 rot/min, cu un consum specific de combustibil de 168 kg/CPh și cu o greutate de 34 kg ;

— *motorul diesel 2 105 F* folosit ca sursă de forță pentru mașini agricole de irigații ;

— *motorul diesel răcit cu aer*, în 4 timpi, cu o putere maximă de 11 CP, cu o turație de 2 000 rot/min și cu un consum specific de combustibil de 195 g/CPh. Acest motor se folosește la tractoare mici, la mașini agricole de drenaj și de irigație, la mașini de prelucrat produse agricole, precum și pentru electrogeneratoare.

A atras atenția în mod deosebit macheta unui *motor diesel pentru nave GESDZ 25/160 B*, în mișcare, cu 6 cilindri, diametrul unui cilindru fiind de 750 mm, în 2 timpi, puterea nominală 12 000 CP, turația nominală 115 rot/min, presiunea efectivă medie 11 kg/cm^2, consumul specific de combustibil 155 g/CPh, greutatea motorului 420 tone.

Pe o suprafață apreciabilă, în aer liber, au fost expuse diverse mașini agricole ca : *plugul cu 4 brăzdare* pentru orezării, *grebla cu 18 discuri* cu tăieturi PQX, grebla pentru orezării, grebla pentru terenuri uscate, mașina de arat rotativă *FUN SO1U — SA* ; tractoare mici pentru lucrări agricole ca : aratul și mărunțitul pămîntului pentru seceriș și greblat și alte lucrări agricole în cîmp ; *tractorul ,,Răsăritul roșu" — 20* ; mașina de cules tulpini de bumbac, *batoza completă ZT — 1 500* ; *autocamionul de cîmp BJ—212* ; *autocamionul basculant ,,Fluviul galben" RD—351* ; *autotractorul ,,Pechin" — 651* ; mașina de plantat răsaduri de orez 65—1 ; mașina de încărcat și descărcat de 3 tone, cu puterea de ridicare de 3 000 kg, înălțimea de ridicare 3 m, volumul de încărcare 1,2 m^3, viteza 19 km/h, raza minimă de întoarcere 3 m, puterea motorului 70 CP ; de asemenea, mașina de încărcat și descărcat de 5 tone, cu înălțimea de ridicare de 4 m și cu viteza de 50 km/h, raza minimă de întoarcere 4,3 m, iar puterea motorului de 95 CP. Tot din acest grup de exponate face parte și *pompa cu autoaspirație Hunti — 618*, care are un debit de 104—155 m^3/h, înălțimea de refulare 9,42—641 m, înălțimea de aspirație 6 m, iar puterea electromotorului 5,5 kW.

Au mai fost prezentate diferite aparate electrice de uz casnic, mașini de cusut electrice și mecanice, mașina de tricotat ciorapi ,,Jaquard" tip Z—503, mașina de filetat fire fine tip A 512, mașina de împletit sincronizată tip Z—214 ; *mașina de rectificat plan cu axul orizontal MM—7 120* pentru prelucrat suprafețe plane, laterale și înclinate, precum și canale și suprafețe profilate ale pieselor, sculelor care cer o precizie mare și un grad înalt de netezire. Eroarea neparalelismului suprafeței rectificate pe o lungime de 1 000 mm depășește 0,01 mm, iar netezirea este aceea a suprafeței oglinzii, dimensiunea mesei de lucru este 200 × 630 mm înălțimea maximă a piesei rectificate 300 m, cursa longitudinală a mesei de lucru 800 mm, puterea motorului electric 2,8 kW ;

— mașina de rectificat roți dințate tip Y 7 132 ;

— mașina de alezat și frezat cu coordonata × 5 430 ;

— strungul de precizie pentru prelucrarea șuruburilor fără sfîrșit SM—8 620 ;

— strung general CW—6140 A ;

— mașina de sudat manual cu electrod de wolfram și cu arc de argon NSA — 4—300 ;

— aparatul de încercare cu 0_3 a elasticității cauciucului, XLB ;

— aparat de măsurat ondulația și oscilația rulmenților BZY-3 ;

— seismograful transistorizat cu bandă magnetică ;

— aparatul pentru determinarea cifrei octanice ;

— instalația de cracare catalitică în strat fludizat ;

— instrumente și aparate chirurgicale.

Un punct de atracție pentru specialiști a fost și *microscopul electronic tip 3MZ—1 310*, a cărui putere de mărire este de la 300 la 200 000 ori ; diferite aparate de măsură și control electronice ; aparat de difracție cu raze X de tip 42 ; microscopul metalografic la temperaturi înalte.

Deosebit de interesante au fost machetele unor nave construite în șantierele navale chineze ca : *tancul petrolier ,,Dacin" 28, spărgătorul de gheață ,,Hai Bin" — 101* și *cargoul oceanic ,,Fun Lei"* de peste 10 000 tone.

Atenția amatorilor de obiecte de artă a fost atrasă de minunatele sculpturi în lemn, plută, fildeș, jad, piatră, corn, lac. De asemenea, picturile pe lac ; tablourile țesute din pai, mătase ; covoarele executate cu o măestrie rar întîlnită și diferite articole brodate cu mătase.

Vizitatorii interesați au primit lămuririle necesare la fiecare stand de la specialiștii care îi însoțeau.

Expoziția realizărilor construcției socialiste din R. P. Chineză a prilejuit o cunoaștere și mai aprofundată de către poporul nostru a ritmului impetuos în care se dezvoltă industria, precum și întreaga economie a R. P. Chineze, a strîngerii și dezvoltării continue a colaborării și prieteniei dintre țările noastre.

E. Șt.

Unele date privind dezvoltarea și perspectivele Industriei de mașini — unelte din R.P. Ungară

Din materialele și datele statistice existente rezultă că începutul dezvoltării industriei de mașini-unelte din Ungaria este strîns legat de industrializarea, care a avut loc, în secolul XIX, și în alte țări din Europa. În același timp, pînă în anul 1945, industria maghiară, și așa rămasă în urmă, se caracteriza printr-o dezvoltare neechilibrată. Deși o industrie relativ importantă avea să se formeze la mijlocul secolului al XIX în regiunea Budapestei, marea parte a produselor industriei maghiare de mașini-unelte erau furnizate, în ultimul sfert al secolului trecut, de diverse țări europene.

Fabricarea mașinilor-unelte în Ungaria înainte de cel de-al II-lea război mondial s-a dezvoltat destul de lent. Cu toate acestea, ea posedă tradiţii serioase şi se poate vorbi de o experienţă de fabricaţie în dezvoltare de 80—90 ani.

Dezvoltarea rapidă a industriei de maşini-unelte a început în 1945, paralel cu cea a industrializării intensive. Producţia globală în 1967 s-a ridicat la 35 milioane dolari. Numai întreprinderea SZIM a fabricat 5 000 piese pentru diferite maşini-unelte în valoare de 21 milioane dolari, dintre care 70% pentru export. Aceste cîteva date statistice ale ultimilor ani demonstrează progresele importante obţinute pe calea dezvoltării într-un ritm accelerat a industriei, care, pe lîngă că asigura o parte însemnată a nevoilor interne, exporta o bună parte din producţia sa de maşini-unelte.

Diferitele perioade ale dezvoltării industriei maghiare de maşini-unelte după anul 1945 sînt următoarele :

Prima perioadă : anii de reconstrucţie de după război şi de reorganizare a industriei de maşini-unelte. S-a început fabricarea de maşini-unelte după licenţe străine sau concepute chiar în ţară. S-au fabricat mai ales maşini clasice, universale destinate reînnoirii parcului de fabrici ale ţării.

Perioada a doua este aceea a ridicării nivelului calităţii. Începînd din 1956 pînă în 1965 s-a dezvoltat fabricarea mai multor tipuri de maşini de precizie. Printre acestea, o gamă întreagă o formează : maşinile de rectificat, maşinile orizontale şi verticale de aşchiere, aparatajele optice etc. Aceste maşini au fost concepute pe baza tehnicii moderne, asigurînd sortimente largi de tipuri şi dimensiuni, cum şi un procentaj ridicat de piese constitutive comune.

În decursul acestei perioade s-a dezvoltat şi introdus fabricarea mijloacelor de construcţii speciale şi tipizate şi de capacităţi diferite, dînd posibilitate construirii în serie şi a maşinilor speciale, cu randament ridicat. Acestea din urmă au fost destinate în primul rînd ameliorării metodelor de lucru în industria vehiculelor rutiere şi a maşinilor electrice în scopul reducerii preţului de cost şi al sporirii competitivităţii lor. Serii automate de acest gen au fost exportate în număr mare în Uniunea Sovietică. Un alt program important al acestei perioade l-a constituit dezvoltarea automatizării complexe a maşinilor-unelte. În cadrul acestui program au trebuit să fie rezolvate problemele studiului, ale încercării şi fabricării elementelor şi instalaţiilor indispensabile automatizării.

Perioada a treia este aceea începută cu 4 sau 5 ani în urmă şi care conţine programul de dezvoltare a tehnicii celei mai moderne şi celei mai înaintate în domeniul maşinilor-unelte. Acest program prevede crearea mijloacelor de fabricare a maşinilor speciale şi a maşinilor moderne de serie mică. În scopul de a folosi în modul cel mai eficient capacităţile de dezvoltare şi de fabricare, s-au luat măsuri radicale la nivel naţional pentru unificarea fabricilor de maşini-unelte. În 1964 fabricile de maşini-unelte s-au concentrat în trei întreprinderi mari. Astfel au fost create : Uzinele industriei de maşini-unelte—SZIM, Fabrica de maşini-unelte—CSEPEL şi Fabrica de maşini-unelte din Diosgyör—DIGEP (fig. 1 şi 2).

Aceste întreprinderi sînt în prezent capabile să execute un program de dezvoltare mai coordonat decît era posibil în trecut în condiţiile fabricilor dispersate. De exemplu, s-au putut astfel crea tipuri de unităţi de aceeaşi structură, s-au stabilit normalizări, cooperări mai raţionale şi ca urmare construcţii mult mai economice. S-au realizat, de asemenea, noi iniţiative, de exemplu, introducerea mecanizării, a furnizării datelor pentru dirijarea producţiei, punerea la dispoziţie a instalaţiilor de fabricaţie modernă şi de înaltă precizie, punerea în acţiune a programelor complexe de perfecţionare a construcţiilor, de extindere a fabricilor şi de realizare a investiţiilor concentrate. Concentrarea a permis ca o parte însemnată a sumelor rezervate extinderii fabricilor să fie consacrată realizării programelor speciale de lungă durată, obiectivul lor fiind studiul celor mai moderne mijloace tehnice, încercarea lor şi introducerea lor în producţie.

Aceste mijloace în ansamblu constituie accesoriile indispensabile ale maşinilor-unelte ale viitorului.

În legătură cu concentrarea întreprinderilor este interesant de subliniat cazul Uzinelor industriei maşinilor-unelte SZIM, care uneşte, sub o conducere comună, trei fabrici din capitală şi mai multe din provincie, cîndva independente, precum şi cîteva fabrici de importanţă mai mică şi, de asemenea, Institutul de dezvoltare a maşinilor-unelte. La scară europeană aceasta este o unitate relativ mare, posedînd un personal de peste 7 000 oameni, care depun activitatea lor într-un scop comun.

Printre tendinţele cele mai recente, şi mai ales cele referitoare la o categorie specială de maşini, se remarcă dezvoltarea maşinilor-unelte cu comandă numerică. La început, în timpul introducerii acestei noi tehnici, se limita la racordarea comenzilor numerice la maşinile-unelte de construcţie obişnuită, fără a le supune la modificări importante. În prezent se construiesc tot mai multe maşini corespunzătoare lucrărilor cărora sînt destinate. Cîştigă fără încetare teren construcţiile care asigură randamentele maxime şi serviciile cele mai sigure ; ele sînt, de asemenea, prevăzute cu posturi de uzinaj speciale, adică cu dispozitive de schimb şi de ridicare de utilaje automate. Rezultatul practic al acestor eforturi este că după construirea instalaţiilor experimentale s-a realizat fabricarea mai multor tipuri noi.

Fig. 1

Fig. 2

În momentul de faţă s-a depăşit perioada încercărilor de laborator şi de ,,semi-service'' în vederea introducerii construcţiei în serie şi pentru export. Multe maşini livrate în străinătate dau rezultate excelente în Anglia, Austria, R.F.G., printre altele în uzinele Krupp şi Rolls-Royce.

Maşinile de comandă numerică de fabricaţie maghiară sînt concepute în aşa fel încît să li se poată relia comenzi de diferite origini. Această universalitate prezintă pentru beneficiari avantajul că li se poate în orice moment conecta comenzi care dau rezultatele cele mai bune pentru cazuri de folosire deosebită.

Fabrica de maşini-unelte CSEPEL şi Institutul de dezvoltare SZIM s-au ocupat primele de studiul aprofundat al problemelor de perfecţionare.

Sarcina lor a constat în a experimenta instalaţiile de comandă şi de a pune pe picioare unităţile speciale necesare pentru maşini-unelte cu comandă numerică (inclusiv comenzi prin pilot şi satelit), precum şi pentru convertizoare numeric-analoge, pentru unităţi de alimentare, unităţi de măsură rotative sau liniare, instrumente de lectură pe bandă cu viteză mică sau mijlocie, interpolatoare etc. Acest program prevede, de asemenea, studiul diferitelor unităţi mecanice şi electrohidraulice, ca de exemplu mecanisme motoare, comenzi auxiliare, ca servoantrenamente electro-hidraulice etc.

Aceste lucrări de încercări (experimentări) şi de dezvoltare au necesitat un timp destul de lung, în parte din cauza noutăţii problemelor, iar în parte din cauza complexităţii lor. Se poate spune că Fabrica de maşini-unelte CSEPEL şi SZIM de cîţiva ani posedă unităţile şi elementele principale care permit fabricarea în Ungaria a maşinilor cu comandă numerică.

Mai multe ateliere ale Fabricii CSEPEL şi ale SZIM sînt axate în vederea creării unor serii noi de maşini cu comandă numerică, dintre care unele tipuri au repurtat deja succese importante la diferite Tîrguri şi Expoziţii, ca de exemplu la cele de la Leipzig, Budapesta, Hanovra şi Londra.

Pentru a obţine rezultatele tehnice expuse mai sus într-un timp relativ scurt a fost necesar să se depună mari eforturi, cu atît mai mult cu cît programul de construcţii de maşini-unelte cu comandă numerică influenţează în mod serios industria care permite să se satisfacă prin mijloace proprii în mare măsură nevoile proprii ale ţării.

Sursele de materie primă şi posibilităţile structurii industriei ungare impun construirea de maşini cu valoare specifică ridicată, care necesită materie primă redusă. Maşinile care răspund la aceste exigenţe sînt cele de precizie, cele de tehnicitate ridicată, precum şi maşinile şi instalaţiile capabile să execute lucrări tehnice speciale foarte automatizate şi, de asemenea, unităţi şi elemente foarte moderne.

Economiştii şi specialiştii maghiari apreciază că pe viitor fabricarea maşinilor-unelte va pune sarcini din ce în ce mai complicate, mai ales în domeniile de dezvoltare şi de cercetare. Aceasta înseamnă că va trebui să se dispună de o mare capacitate de producţie şi de o concentrare de materiale foarte mare, căreia o singură întreprindere ar fi incapabilă să-i facă faţă. Pentru a se putea menţine ridicat nivelul fabricaţiei se menţionează că va fi nevoie să se ia măsurile necesare pentru adîncirea cooperării internaţionale bazată pe interese reciproce.

Ing. *M. Dumitriu*

Salonul Internaţional de sudură BRNO 71

Salonul internaţional al sudurii WELDING BRNO 71 care a fost organizat în pavilionul B al Parcului expoziţiei din Brno între 13 şi 19 iunie 1971, a fost vizitat de aproape zece mii de specialişti. Salonul a dispus de o suprafaţă de 11 000 m^2, cu participarea unor expozanţi din 15 ţări.

Programul ştiinţific şi tehnic a suscitat o deosebită atenţie. După opinia participanţilor, nivelul acestei manifestări a fost cu adevărat mondial şi a contribuit la faptul că salonul Welding a devenit o manifestare echivalentă saloanelor de sudură cunoscute în toată lumea. Conferinţele şi zilele profesionale au avut loc în prezenţa a 907 participanţi dintre care 205 străini din 14 ţări. Expunerile au fost prezentate de către specialişti recunoscuţi din domeniul sudurii. Temele conferinţelor au fost consacrate problemelor mecanizării şi automatizării, ale raţionalizării procedeelor de sudare, ale economiei sudării, ale controlului calităţii elementelor de asamblare sudate şi ale toleranţelor sudării.

Programul salonului a cuprins de asemenea excursii în întreprinderi unde materialul de sudură este în serviciu : Proni brnenska strojina, Kralovopolska strojirna şi CKD Blansko.

Două firme străine au ţinut zilele lor profesionale în timpul salonului.

Aproape 300 persoane au participat la vizionarea filmelor profesionale care au fost proiectate fără pauze.

În penultima zi a salonului s-au decernat diplome unui număr de 31 dintre cele mai bune produse expuse. Reprezentanţii firmelor străine au obţinut 21 diplome, iar întreprinderile cehoslovace zece.

Succesul actualului salon a fost deplin şi din punct de vedere al tranzacţiilor comerciale realizate. Cea de-a treia ediţie a salonului Welding va avea loc în 1975.

A. C.

Salonul Internaţional al ambalajelor EMBAX BRNO 1971

Salonul internaţional al ambalajelor EMBAX BRNO 1971 a avut loc în pavilioanele A şi C ale Parcului Expoziţiei din Brno, pe o suprafaţă de mai mult de 24 000 m^2 la finele lunii iunie 1971.

Actuala ediţie, cea de-a treia, a salonului ambalajelor, prin întinderea şi importanţa sa s-a clasat printre cele mai mari manifestări din lume în acest domeniu. La naşterea acestui salon a contribuit în largă măsură şi Camera cehoslovacă de comerţ.

Ambalajul şi industriile preocupate de acest domeniu au devenit, în Cehoslovacia ca şi în lumea întreagă, un element important şi indispensabil al economiei naţionale. Din punctul de vedere al influenţei pe care o exercită asupra vieţii societăţii, ambalajele sînt considerate adesea, ca şi mijloacele de informare, ca una dintre puterile unei societăţi.

Sînt cheltuite sume foarte mari la scara mondială pentru ambalaje şi mijloace de ambalare, ca şi pentru industriile conexe în scopul ca dezvoltarea lor să meargă în pas cu evoluţia societăţii şi progresul tehnico-ştiinţific.

Stîlpul principal al ambalajelor de consum şi de transport este industria hîrtiei şi de asemenea în acest domeniu a luat fiinţă o mare industrie a ambalajului pe bază de celuloză. Această tendinţă se impune în lumea întreagă cu toate că ea a fost influenţată în oarecare măsură de dezvoltarea rapidă a industriei chimice şi prin aplicarea maselor şi fibrelor plastice în ambalajul însuşi. Folosirea generală a maselor plastice-presate, turnate etc. — a adus un mare număr de rezultate pozitive. În acelaşi timp constatăm inconveniente grave, care rezultă din faptul că aceste ambalaje nu sînt refolosibile în industria de transformare. În multe ţări se preferă din nou ambalajele pe bază de celuloză — tablă — sticlă, care sînt reutilizabile sub formă de deşeuri.

Tendinţa mondială de eliminare a cheltuielilor neproductive, necesitatea de a mări continuu eficienţa şi viteza transportului mărfurilor au contribuit la elaborarea de metode noi de transbordare şi manipulare, de paletizare şi despachetare, de noi forme de transport care privesc direct modurile prezente de ambalare, de protecţie a mărfurilor, mai ales a ambalajelor transportate. Este probabil că nevoia de ambalaje pe bază de celuloză va continua să crească.

Există păreri în ceea ce priveşte faptul că industria de hîrtie ar trebui să se orienteze înainte de toate în direcţia fabricării de ambalaje moderne pe bază de carton, destinate pieţei interne ca şi exportului şi pe bază de hîrtie şi carton purificate în combinaţie cu mase plastice, susceptibile de a înlocui lăzile în întregime.

Inaugurat sub semnul preocupărilor menţionate, Salonul internaţional al ambalajelor din Brno nu şi-a realizat numai scopul său de expoziţie, ci a constituit şi un prilej deosebit pentru numeroase tranzacţii comerciale.

A. C.

Revista revistelor

Maschinenmarkt

nr. 21/1971

Schiffers H. şi *Wichardt G.* : Indiferent dacă este vorba de pulbere de granule sau de material topit (şarjă). Este posibilă o vopsire neîntreruptă a materialelor sintetice în timpul prelucrării lor.

Peter Iacob : Direct şi fără intervenţie manuală. Sistem de vopsire automat, cu dozare volumetrică la maşinile de prelucrat material sintetic.

R. von Schemm : Cu vibraţii se poate suda uşor. Sudura pieselor din material sintetic cu ultrasunete.

Möhle, H. : Deteriorarea palierelor descoperită la timp îşi reduce gravitatea la jumătate.

Bletschacher, M. : Trebuie ales materialul corespunzător. Aprecierea practică a aliajelor pe bază de cupru ca materiale a lagărelor de alunecare.

nr. 22/1971

Kurselz, E. : Titanul extrusionat. Procedeu nou pentru profile cu goluri şi profile speciale din titan şi aliajele sale.

Mang, T. şi *Neumann, W.* : Întîi ungerea şi pe urmă transformarea. Lubrifianţii influenţează în prelucrarea la rece viteza de lucru şi calitatea suprafeţei.

— Lubrifianţi pentru transformarea la cald a titanului.

Liebmann, W. : Şi la tăiere trebuie să alergi. O tăiere cu mare viteză, metodă nouă raţională din Suedia.

Moldovaner, H. : Materialul sintetic etanşează piesele turnate prezentînd goluri. Raţionalizare printr-o nouă metodă de impregnare a pieselor turnate.

nr. 23/1971

Läser, L. : Decaparea dirijată pe bază de program. Sistemele de vehicule pentru transport sînt indispensabile pentru o producţie economică.

Van Oeteren, K. A. : Vopsitul trebuie să se maturizeze. Erori şi vătămări ale vopsitului reduc valoarea unei protecţii a suprafeţei.

Machu, W. : Zincul singur nu este suficient. Fosfatarea, cromatizarea şi oxidarea ameliorează adeziunea şi rezistenţa la coroziune — Mini — motoare. Utilizarea crescîndă a materialelor sintetice la motoarele cele mai mici.

— Filtrul astupat este semnalizat.

Reinemann, W. : Mai ieftin prin turnare. Turnarea în lingotiere reduce costul prelucrării ulterioare.

— Motor mic cu o gamă largă de turaţii.

nr. 24/1971

Krötz, R. : Aer comprimat în industria lemnului. Posibilităţile de raţionalizare oferite de uneltele cu aer comprimat nu sînt încă nici pe departe epuizate.

Mügge, H. F. Aşchii cu profil. Aşchierea cu profil. O nouă tehnologie a prelucrării lemnului

— Găurit adînc şi uns bine.

Sterling, W. K. : Piese mici depozitate în stil mare. Sistemul modular pentru depozitarea modulară a elementelor de construcţie.

nr. 25/1971

Burg, H. : Şlefuitul prin frecare se poate automatiza. Procedee şi maşini pentru şlefuitul prin frecare a pieselor de mare serie.

Hesse, M. : 3750 de măsurători pe minut. O maşină de măsurat sortează inelele scaunelor de supape.

— Axe de ascensoare produse prin automatizare.

Herholz, H. : Facilitarea programării. Procedee şi mijloace pentru programarea maşinilor ,,NC".

Fuschs, T. A. : Paliere uscate : limitele de utilizare ,,curg".

Fuhrumann, H. : Realizarea unei apropieri lente. Dispozitive moderne pentru obţinerea valorii cerute în tehnica acţionării.

Patz, W. : Rotirea înceată şi rapidă pe cale electronică. Acţionări comandate de tiristori la maşinile-unelte.

Leiseder, L. : Finisat extrafin şi rapid. Honing cu cursă scurtă (un procedeu economic pentru prelucrarea extrafină) cîştigă teren.

nr. 26/1971

Küber, B. : Gazul protector sudează aluminiul. Utilizarea sudurii cu gaz protector la construcţia rezervoarelor din aluminiu.

Enke. C. G. : Prin acoperirea cu un strat de sudură se repară economic.

Möller, H. : Supape magnetice, elemente ale automatizării.

Pollans, A. Tantalul rezistă la acizi ca şi aurul. Pentru procedee pretenţioase : aparate din tablă cu suprafaţă de tantal.

nr. 27/1971

Reiners, E. şi *Henning, G. R.* : Turaj ridicat — efect superior al pulverizării. Pulverizarea extrafină a feritelor dure în mori oscilante cu vibraţii.

— ,,Pipelines'' pentru lapte în R.D.G. Ventile comandate de la distanţă în conductele de lapte. O bază pentru automatizare.

Fricke, H. şi *Bruckmann, W.* : Cu computer, cod şi cîntar. Instalaţii de cîntărit comandate numeric pentru procese tehnice.

Neitzel, M. şi *Ackel K. D.* : Părţi slabe ale racordurilor. Legături de tuburi din materiale plastice cu fibre de sticlă.

Preuss, E. : Legătura + economia = lipirea. Pompe lipite funcţionează de 7 ani.

— Precizia luată din vînt. Sisteme fluidice reglează nivelul lichidelor.

nr. 30/1971

von Reimer, V. : Colivia rotorului turnată. Consideraţii tehnice privind turnarea centrifugă şi sub presiune la executarea rotorilor în scurtcircuit la motoarele asincrone.

— Instalaţii combinate de turnat şi laminat realizează 30 t sîrmă de cupru pe oră.

Thurner, H. : Turnatul sub presiune fără limite. Calea cea mai scurtă pentru executarea de piese prin turnatul sub presiune.

Hoffmann, G. : Fibra de sticlă poate să corodeze. Măsuri pentru ameliorarea comportării la îmbătrînire a legăturilor cu nituri.

Skupin, L. : PVC considerat static. Comportarea mecanică a PVC la o solicitare monoaxială.

Roma : Piesele turnate mai grele sînt mai ieftine.

Die Maschine

nr. 3/1971

S. H. Behnisch : Producţie raţională cu ajutorul sudurii prin raze electronice.

Tessmer, R. : Noi produse interesante la ,,IHA". — Erori în tehnica găuritului.

Kräbs, R. : Angrenaje cu reglaj continuu cu bile pentru transmiterea puterii.

Droscka, H. : Pompe cu piston axial la maşinile de turnat cu presiune a materialelor sintetice.

Heiden, K. A. Aspecte privind hidroînzestrarea maşinilor-unelte.

Pohl, A. : Probleme de etanşare şi rezolvarea lor (I).

Schweisstechnik

nr. 4 – 1971

Wallner, F.: Tendinţe de dezvoltare în domeniul oţelurilor sudabile de mare rezistenţă pentru cazane şi recipienţi sub presiune.

Pobinger, A.: Aplicarea şi călitul camelor de antrenare la elementele lanţurilor unei macarale pe tractor şenile.

Ingénieurs de l'automobile

nr. 2 – 1971

Julien, M.: Evoluţia automobilului în ultimii zece ani.

Lefas, R. şi *Meyer, C.*: Influenţa concepţiei asupra prelucrării şi strîngerilor.

Gaubert, C.: Cămăşi de cilindri pentru motoare diesel.

Gas & Oil Power

nr. 1–2/1971

Motor vertical de 240 CP

Turbosuflantă Holset 34

Motoarele Paxman Valenta

Scopul organizaţiei BICERI de cercetări

Elettrauto

nr. 1–2/1971

Sistem Bosch de injecţie de benzină cu comandă electronică

Noul sistem de aprindere electronică AEC 103A Magneti Marelli

Comutatoare antifurt

La Marina Italiana

nr. 1–1971

Bonaria, L. – Centrala de comandă la mase cu propulsie diesel-electrică.

G. D. – Noua serie de motoare MAN–KSZ

R. Della Ragione – Incendiu la bord.

Energie fluide et Lubrification

nr. 3–1971

Revista materialelor hidraulice şi pneumatice

Bloc de comandă pentru ascensoare hidraulice

The Heating & Ventilating Engineer and journal of air conditioning

nr. 1/1971

Turner, W.: Rezistenţe electrice pentru instalaţii de încălzire şi ventilaţie.

Livingstone, F. C.: Combustibili pentru viitor.

nr. 2–1971

RME Diamant – Prevenirea poluării

Elliott E. – Oţelul inoxidabil în încălzirile centrale

Livingstone F. C. – Combustibil pentru viitor (II).

Mécanique, matériaux – électricité

nr. 2–1971

Bost, M. – Motoare pas cu pas

Rable, P. – Aplicarea mecanicii ruperii la studiul fisurării la oboseală.

Stasi, M., Habachi, M., Azou, P. – Punerea la punct a unei tehnice de studiu al propagării fisurării la oboseală.

Boisson, C., Lesueur, G. şi *Gosteland, M.* – Studiu teoretic şi experimental al vibraţiilor libere de încovoiere ale sistemelor uni-dimensionale pe reazime elastice.

Marine Engineer

nr. 3–1971

Problemele uzurii segmenţilor şi cămăşilor de cilindri.

Motorul diesel Ford Turboplus

Bradshaw, A. – Dezvoltări moderne în analiza caracteristicilor vibraţiilor de răsucire în instalaţiile cu motoare diesel.

The Chartered Mechanical Engineer

nr. 3–1971

Swanborough. G. Decolare pe verticală şi geometrie variabilă. Manadon, şcoală de inginerie navală.

Soudage et Techniques connexes

nr. 1–2/1971

Granjon, H.: Sudabilitatea fontelor.

Gerbeaux, H.: Evoluţia recentă a modurilor operatorii în sudare.

Delachaux, P.: Sudarea aluminotermică a pieselor din oţel şi fontă.

Bernard, A.: Criterii pentru alegerea unei construcţii mixte.

Refrigeration and Air Conditioning

nr. 1/1971

Gosling, C. T.: Bazele proiectării conductelor pentru aer condiţionat.

Forles, S., Pearson: Tendinţe probabile în selecţionarea şi utilizarea refrigerenţilor.

Neue Technik im Büro

nr. 1/1971

Böhme, L.: Structura scrisului nostru este suficientă pentru exigenţele tehnicii moderne?

Menzel, K.: Ordinatorul electronic redus Cellatron C 8205 în procesul de reproducţie.

◆

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

Recomandări pentru autori

1. Lucrările care pot fi prezentate spre publicare sînt : de importanţă generală, tehnico-ştiinţifice speciale, teoretice sau experimentale, tehnice obişnuite, prezentarea unor realizări pe linia protecţiei muncii (dispozitive proiectate în acest scop etc.).

2. Lucrările vor fi axate pe aducerea la îndeplinire a sarcinilor trasate de documentele de partid şi de stat privind îndeosebi introducerea tehnicii noi, ridicarea calităţii muncii de cercetare, proiectare, învăţămînt, producţie este condiţia esenţială pe care trebuie să o îndeplinească tema tratată. Lucrările de sinteză sau de discuţie să se refere la probleme noi şi actuale, de interes general. Articolele, interesînd industria, vor cuprinde consideraţii privind eficienţa economică a soluţiilor. Se recomandă ca articolele să conţină propuneri de viitor.

3. Verificarea experimentală se impune ca necesitate de prim ordin la lucrările care se pretează la asemenea verificări.

4. Lucrările care au mai fost publicate integral sau parţial nu pot fi trimise redacţiei spre publicare.

5. Un scurt rezumat fixînd premisele de la care s-a pornit, problema studiată şi cadrul în care este tratată,nedepăşind 4—5 rînduri, va fi anexat lucrării.

6. În introducere se încadrează problema în preocupările generale ale disciplinei şi în preocupările producţiei ; de asemenea, se arată scopul lucrării, subliniindu-se contribuţia autorului. Tratarea va trebui să fie unitară, permiţînd înţelegerea fără dificultăţi a problemelor. Se vor evita introduceri sau demonstraţii voluminoase ; de asemenea, se va evita repetarea în text a ceea ce poate fi găsit în literatura publicată sau poate fi redat intuitiv prin materialul grafic — ilustrativ, tabele etc.

7. Concluziile vor concentra rezultatele obţinute cu indicarea limitei de valabilitate şi aplicaţiile posibile.

8. Citarea literaturii de specialitate este obligatorie pentru afirmaţiile luate din alte lucrări şi care nu sînt în general cunoscute.

9. Dezvoltările matematice vor fi limitate la cele absolut necesare înţelegerii raţionamentului.

10. Se recomandă o atenţie deosebită scrierii formulelor conform STAS. Indicii şi exponenţii se vor scrie mai mici decît baza şi aşezaţi mai jos sau mai sus decît baza. Se vor scrie de asemenea, cu grijă literele majuscule, minuscule sau cele ruseşti, greceşti, germane, cifrele romane etc.

11. Lista bibliografică se va întocmi cuprinzînd lucrările la care se referă textul (cum şi figuri sau tabele), atît cele speciale, cît şi cele generale. Se vor indica toate datele în transcrierile originale. Pentru cărţi : numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet (eventual şi tradus, în paranteză), ediţia, editorul, locul editurii, anul. Pentru articole : numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet original (eventual şi tradus, în paranteză), revista, volumul, numărul şi anul, paginile.

12. Scrisul la maşină al articolelor este recomandat cu insistenţă, exceptîndu-se lucrările scrise caligrafic.

Se scrie pe o singură pagină (faţă), la două rînduri (2 000 semne de pagină). Se recomandă 10—12 pagini dactilografiate.

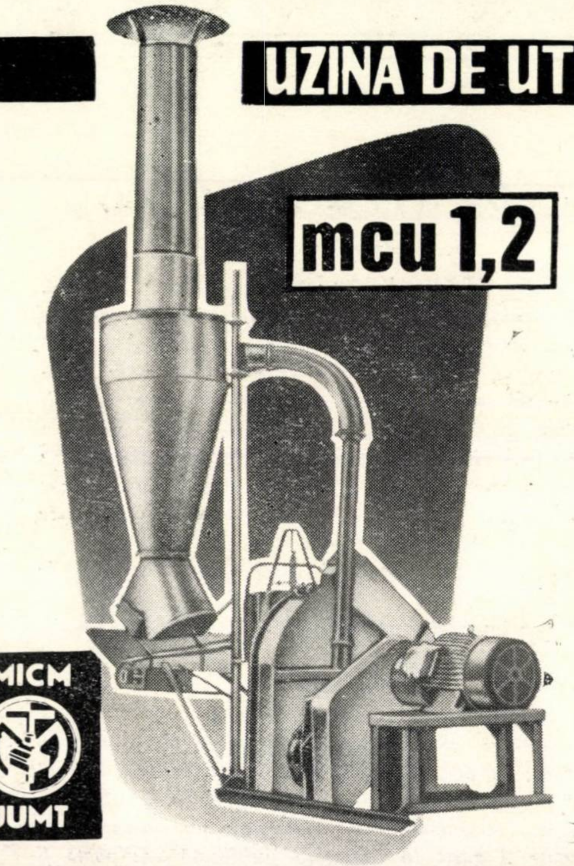
13. Nu se admite trimiterea concomitentă a textului la alte publicaţii.

14. Articolele se trimit cu o notă însoţitoare pe adresa redacţiei. În notă se vor indica : titlurile, funcţiile, localitatea şi adresa domiciliului, numărul de telefon.

15. Lucrările executate în cadrul diverselor instituţii sau organizaţii vor purta aprobarea acestora pentru publicare.

16. Corecturile se vor face după normele tipografice în vigoare. Corecturile trimise autorilor vor fi înapoiate în maximum 48 ore de la primire. Nu se admit modificări în corectură faţă de manuscris.

UZINA DE UTILAJ DE MORĂRIT



mcu 1,2

MOARA CU CIOCANE UNIVERSALĂ

Moara cu ciocane universală MCU-1,2 este destinată măcinării furajelor pentru hrana animalelor, ca de exemplu turte oleaginoase, fîn, coceni de porumb, paie etc., precum şi mărunţirii nutreţurilor suculente în vederea însilozării, ca: porumb, lucernă, trifoi, sfeclă, morcovi etc.

Productivitatea t/oră

La măcinarea cerealelor de la 0,25 pînă la 1,2
La măcinarea fînului de la 0,060 pînă la 0,350
La tocarea paielor de la 0,6 pînă la 0,9
La tocarea fibroaselor verzi de la 3,0 pînă la 3,5
La mărunţirea rădăcinoaselor de la 4,0 pînă la 5,0

MICM
UUMT

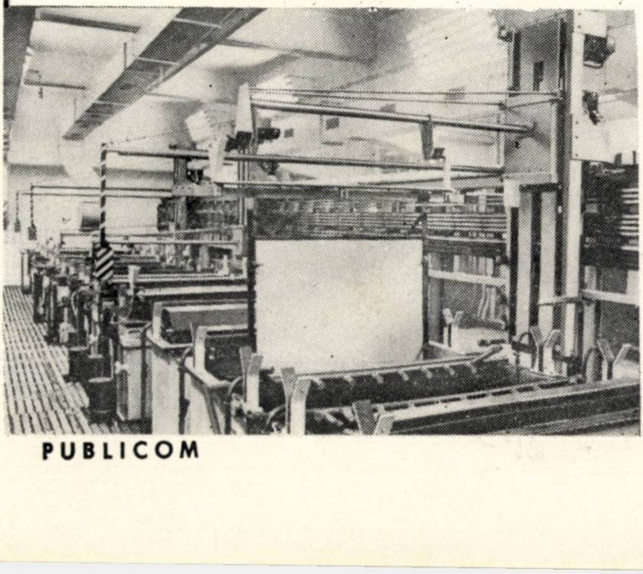
TOPLEŢ — ROMÂNIA

Comandă după program — cu multe posibilităţi de variaţie

Automatizarea proceselor galvanotehnice este baza raţionalizării în industrie.
Tehnica automatizării celei mai moderne o reprezintă în această privinţă

LINIILE DE GALVANIZARE COMANDATE DUPĂ PROGRAM

Tip GGA | GTA | GPA



AVANTAJELE LOR CELE MAI IMPORTANTE SÎNT:

Comandă după program şi capacitate mare de variaţie.
Comanda după program permite să se pună în funcţiune aparatele după tehnologiile dorite. În plus, „liniile" noastre corespund fluxului tehnologic al întregului sistem de lucru al întreprinderilor. Automatul poate fi instalat în diverse feluri, conform locului de muncă. El este indicat pentru cantităţi anumite de materiale care urmează a fi galvanizate şi care vor fi acoperite cu diferite metale. Automatul este livrat în tipurile: GGA (încărcarea batiului), GTA (încărcarea tamburului) şi GPA (încărcarea plăcilor).

ALTE AVANTAJE:

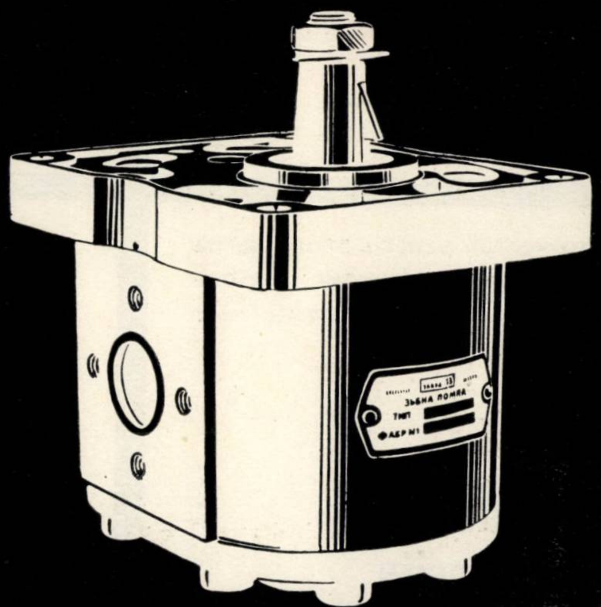
Construcţia conform principiului chesonului.
Calitatea constantă a grosimii stratului.
Reducerea cheltuielilor de producţie.
Economisirea forţelor de muncă.
Consum redus de energie şi chimicale.
Doriţi să aflaţi mai multe amănunte despre liniile noastre de galvanizare?

Cereţi broşurile respective ale VEB Galvanotechnik, Leipzig.

Vă rugăm să ne vizitaţi cu ocazia Tîrgului de toamnă din Leipzig, în perioada 5—12.09.1971, pe terenul Tîrgului, Hala 9 b.

Exportator: **TechnoCommerz GmbH**
108 Berlin,
Taubenstrasse 4—6
Republica Democrată Germană

PUBLICOM



balkancar

SINONIM CU CALITATE SUPERIOARĂ!

Utilaj hidraulic şi pneumatic avînd un cîmp vast de aplicaţii :

- pompe şi motoare de presiune înaltă sau joasă presiune
- transmisii hidraulice
- vinciuri
- aparate de control şi de reglaj, distribuitoare
- filtre
- instrumente pneumatice de mînă
- dispozitive pneumatice pentru strunguri de metale.

Pentru orice informaţii sau cereri de ofertă detaliată, binevoiţi a vă adresa la :

BALKANCARIMPEX,
Direcţia ,,Export''
Bulgaria, Sofia
56, str. Alabine
Telex : 022386
Telegrame :Balkancarimpex :
Export Sofia

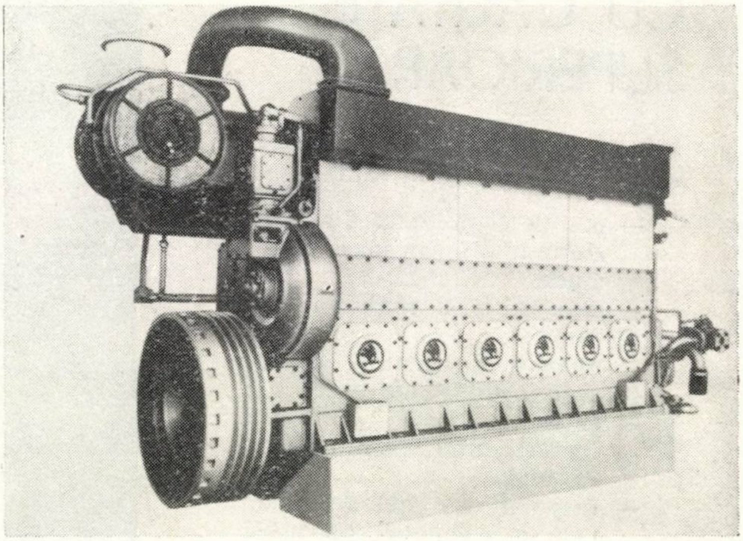
PUBLICOM

PE FLUVIU ŞI PE MARE

CU MOTORUL MARIN

SKODA 6L 275 III
SKODA 6L 275 III PN

Un motor universal pentru propulsarea celor mai variate tipuri de nave: feriboturi, cargoboturi, vase de pescuit etc.



Concepţia motorului, materialele folosite în fabricaţie cum şi accesoriile sînt o garanţie de siguranţă în funcţionare şi de serviciu îndelungat

Motor vertical de 6 cilindri în linie. Randamentul motorului, cu aspiraţie naturală de aer, este 460 CP la 600 rot/min. Modelul 6 L 275 III PN cu turbosuflantă dă un randament de 700 CP la 600 rot/min.

ACCESORII

Cutie de viteze hidraulică sau comandată de la distanţă, precum şi toate instalaţiile pentru asigurarea operaţiilor de bord.
Vizitaţi expoziţia noastră la Tîrgul Internaţional de construcţii de maşini de la Brno, care are loc între 11 şi 20 septembrie 1971.

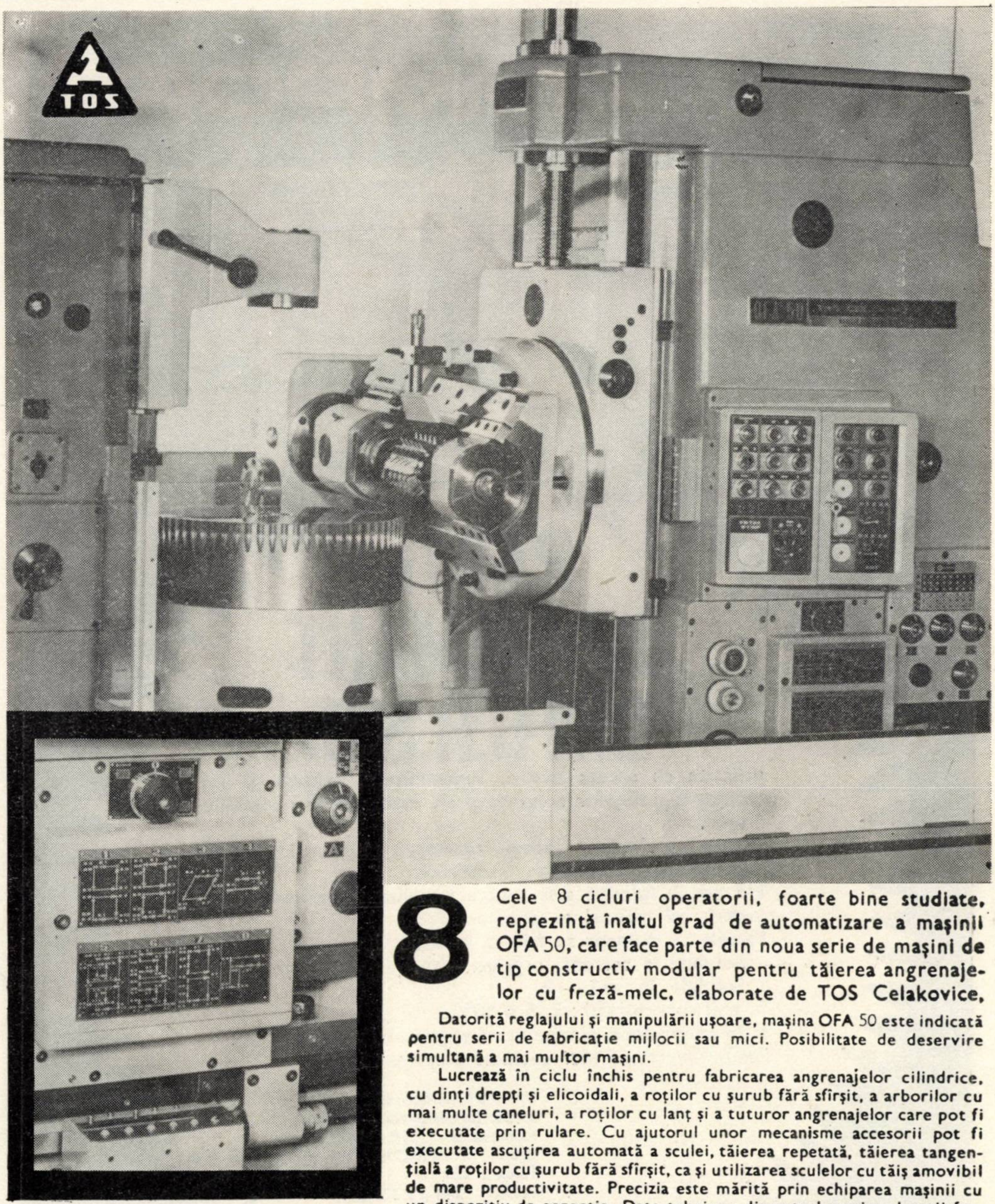
Fabricat de Uzinele CKD PRAHA, Hradec Králová

Exportat de

pragoinvest

Praha, Cehoslovacia

PUBLICOM



8

Cele 8 cicluri operatorii, foarte bine **studiate**, reprezintă înaltul grad de automatizare a **maşinii** OFA 50, care face parte din noua serie de maşini **de** tip constructiv modular pentru tăierea angrenajelor cu freză-melc, elaborate de TOS Celakovice,

Datorită reglajului şi manipulării uşoare, maşina OFA 50 este indicată pentru serii de fabricaţie mijlocii sau mici. Posibilitate de deservire simultană a mai multor maşini.

Lucrează în ciclu închis pentru fabricarea angrenajelor cilindrice, cu dinţi drepţi şi elicoidali, a roţilor cu şurub fără sfîrşit, a arborilor cu mai multe caneluri, a roţilor cu lanţ şi a tuturor angrenajelor care pot fi executate prin rulare. Cu ajutorul unor mecanisme accesorii pot fi executate ascuţirea automată a sculei, tăierea repetată, tăierea tangenţială a roţilor cu şurub fără sfîrşit, ca şi utilizarea sculelor cu tăiş amovibil de mare productivitate. Precizia este mărită prin echiparea maşinii cu un dispozitiv de corecţie. Date tehnice : diametrul maxim al roţii frezate cu dinţi drepţi : 500 mm ; lăţimea maximă : 335 mm ; modul maxim : 9 (la oţel cu duritatea 60—70 kp^2 mm) ; numărul dinţilor frezaţi : 8—200

OFA 50 — Maşină universală de prelucrat angrenaje

Strojimport
Praga — Cehoslovacia

PUBLICOM

STANKOIMPORT

PASTE
CU DIAMANT
DIN U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru superfinisare, rodarea şi lustruirea suprafeţelor metalice şi ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Ele pot fi folosite atît pentru tratamentul mecanic cît şi pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant se fabrică în două tipuri :
Solubile în solvenţi organici — O,
Solubile în apă — B,
în trei concentraţii : 2, 5 şi 10%
şi în unsprezece dimensiuni ale granulelor.

Pentru informaţii mai detaliate adresaţi-vă la :

V/O "STANKOIMPORT,,
32/34, Smolenskaia — Sen'naia,
Moscova G — 200, U.R.S.S.
Cablu : STANKOIMPORT MOSCOVA
Telex : 227
Telefon: 244-21-32

STANKOIMPORT

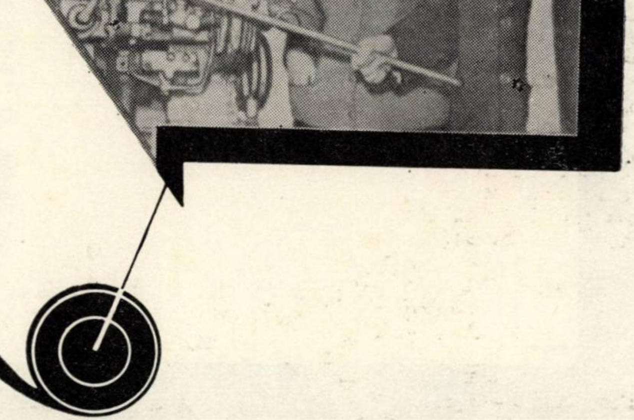
PUBLICOM

Vă garantăm funcţionarea neîntreruptă a echipamentului

Noi:

- — ajutăm la montare, la punerea la punct şi la pornirea maşinilor şi a echipamentului livrat
- — realizăm întreţinerea tehnică în timpul perioadei de garanţie, îndeplinită de către specialiştii noştri
- — de asemenea, după expirarea perioadei de garanţie, trimitem specialiştii noştri care vor lua parte la organizarea întreţinerii tehnice

ENERGOMACHEXPORT



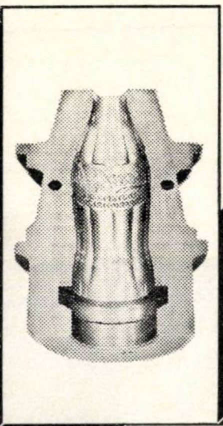
- — satisfacem imediat cererile cumpărătorilor privind piese separate, în tot cursul perioadei de funcţionare a maşinilor
- — instruim personalul cumpărătorilor la faţa locului şi primim specialiştii care doresc să facă un stagiu în U.R.S.S.

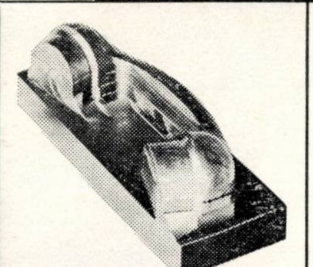
Agent local :

Energomachexport U.R.S.S.

V/O ENERGOMACHEXPORT
35, str. Mosfilmovskaia
Moscova V—330
U.R.S.S.

PUBLICOM



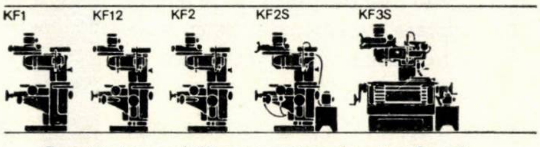


KF ca, Copiată Finețã

Nici o problemă, dacă executați dispozitive de presare, matrițe sau alte prototipuri de modelat – ori utilizați metale, mase plastice sau ori ce alt material, sau lucrați unicate pe o singură parte ori pè ambele părți ale axei de simetrie prin metoda "in oglindă", ori că micșorați sau măriți! Nici o problemă, dacă aveți de prelucrat piese de volum mic sau gabarite mari, forme plate sau adînc reliefate, ondulate sau despicate!

Mașinile Deckel KF, in sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă toate posibilitățile de frezare prin copiere în regimuri tehnico-economice eficiente și în ori ce grad de finețe!

Mașinile Deckel KF vă asigură o precizie desăvîrșită la frezarea prin copiere – o precizie care se concretizează printr-un finisaj impecabil al suprafețelor – o precizie excepțională ce reprezintă amprenta calității pentru producția Dvs.



Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.

Intrebați odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – și mai bine – intrebați-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Prazisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel

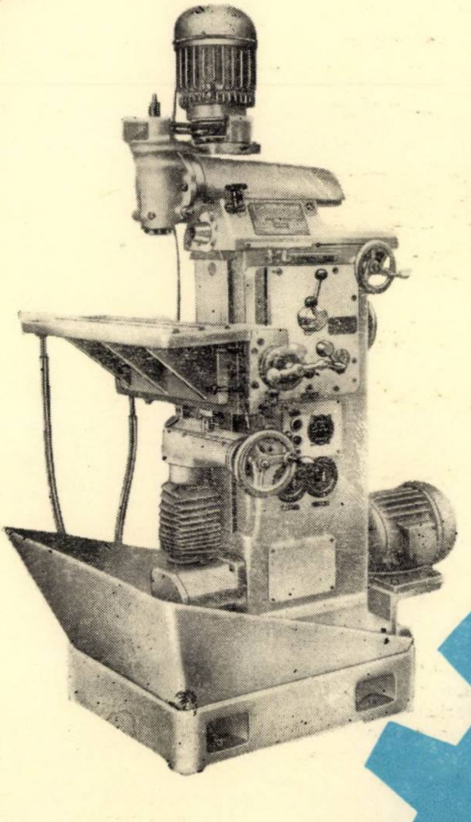
5 rum

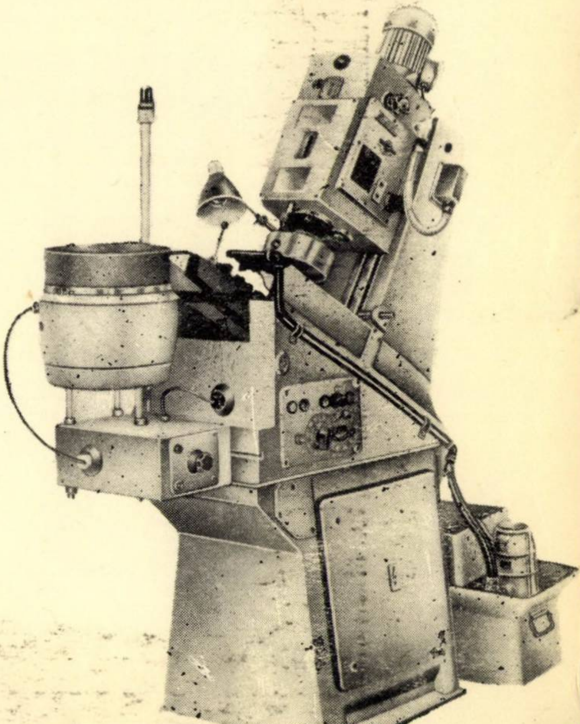
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

UZINA
INFRĂȚIREA
ORADEA

PRODUCE MAȘINI-UNELTE PENTRU PRELUCRAREA METALELOR PRIN AȘCHIERE DE ÎNALTĂ PRECIZIE ȘI DE MARE PRODUCTIVITATE

INFRĂȚIREA





MAȘINI DE FREZAT universale pentru sculărie: FUS, FUSP, FUS–250

MAȘINI DE FILETAT INTERIOR: MFIV–4, MFIV–8, MFIVA-8, MFIV–16, MFIVA–16

MAȘINI DE GĂURIT RADIALE cu diametrul maxim de găurire în oțel între 40 și 70 mm, avînd o deschidere maximă a brațului între 1250 și 2500mm.

MAȘINI DE GĂURIT CU COLOANĂ: G–16, G–25, G–40

MAȘINI DE GĂURIT UNIVERSALE GU–25

MAȘINI DE RABOTAT TRANSVERSALE: SH–425, SH–700, SH–800

1971 DEC. 1 6

VULCAN
ROMANIA

FONDATĂ
1904

VĂ OFERĂ:
- ÎNALTĂ TEHNICITATE
- TERMENE DE LIVRARE CONVENABILE
- ASISTENȚĂ TEHNICĂ

TELEFON
DESFACERE
31.40.71.

EXPORT
IMPORT
31.00.61.

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

EXPORTĂ ÎN
28 ȚĂRI — DIN
4 CONTINENTE

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 1035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm² pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

GENERATOARE RAPIDE ABUR de 800 kg abur/h —GAT 08.

GENERATOARE STABILE de 500 kg/h.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

E 3279

CONSTRUCTIA
DE MASINI

04

PETERÁLVA

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

9

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ● BUCUREŞTI ● ANUL XXIII ● nr. 9 ● SEPTEMBRIE 1971

FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD

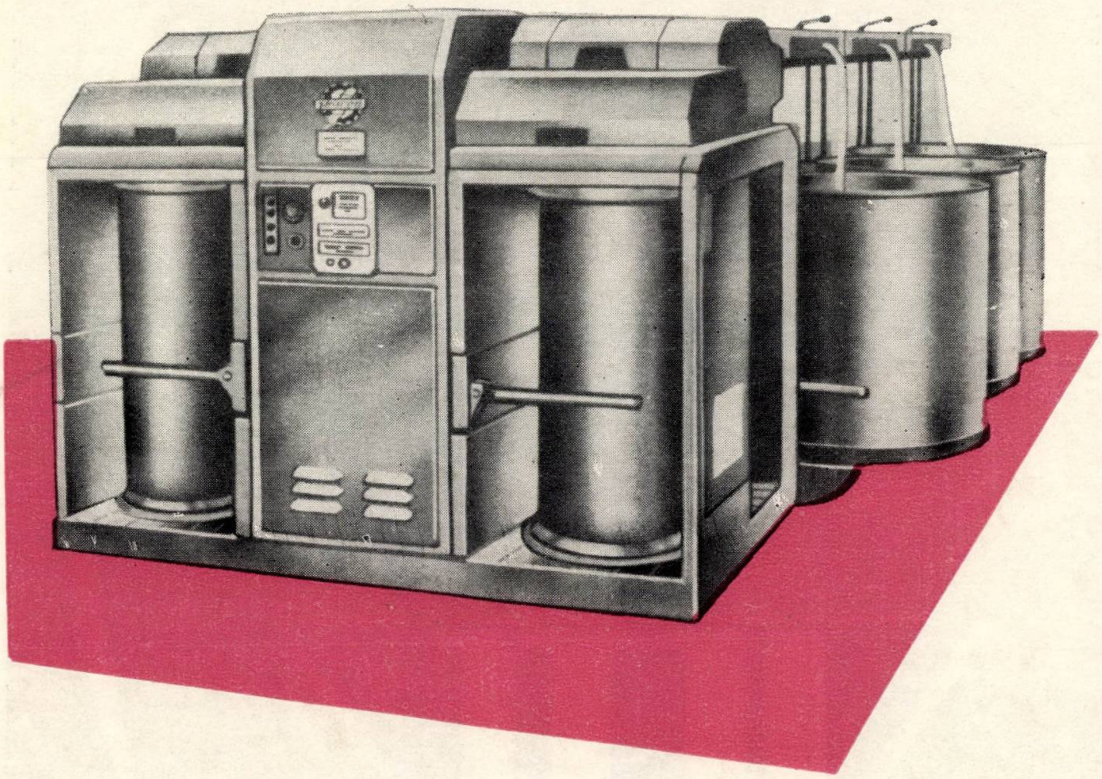
produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenti pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

uzina **UNIREA** Cluj



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m/min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

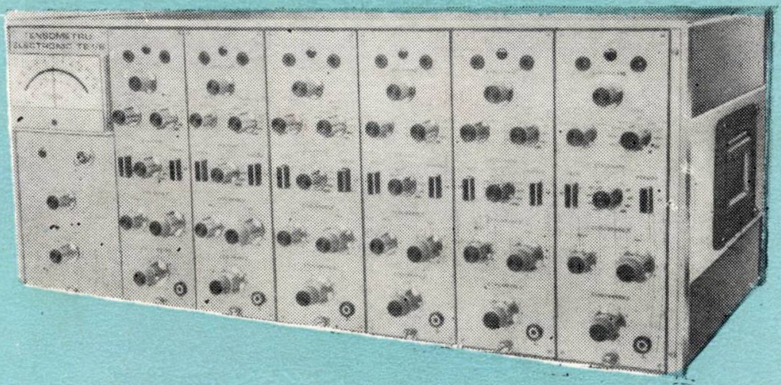
Maşina se execută după licenţa firmei INGOLSTADT—R.F G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele:

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat.
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAŢA 1 MAI NR. 2 TELEFON 229.10—TELEX 238

NUMARATOR UNIVERSAL
821349
CONVERTOR
TENSIUNE
FRECVENTA



INSTITUTUL DE CERCETARI ŞI PROIECTĂRI PENTRU ELECTRONICĂ ŞI TEHNICĂ DE CALCUL

- Primeşte comenzi de cercetare şi proiectare pentru aparate şi echipamente electronice de laborator sau pentru industrie, din toate sectoarele economice.
- Execută studii tehnico-economice, modele experimentale şi prototipuri pentru:
  - — aparate electronice de măsurat mărimi electrice
  - — aparate electronice de măsurat mărimi neelectrice
  - — surse de alimentare
  - — echipamente de electronică industrială
  - — aparate electronice pentru medicină şi biologie
  - — echipamente de radiocomunicaţii
  - — piese de ferită.
- În centrul de calcul dotat cu echipament modern se execută la cerere programe în următoarele limbaje de programare:
  - — FORTRAN
  - — COBOL
  - — ASSIRIS.

— Bucureşti, Bdul Kalinin nr. 18, Sector 1, Telefon 33.61.91 —

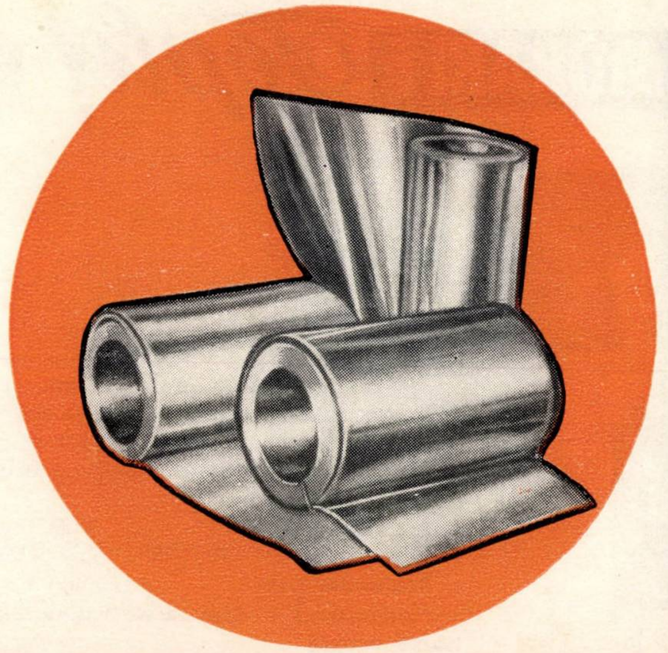


Table și benzi din cupru, alamă și aluminiu

Bidoane de 10 și 25 l pt. transportat produse lactate

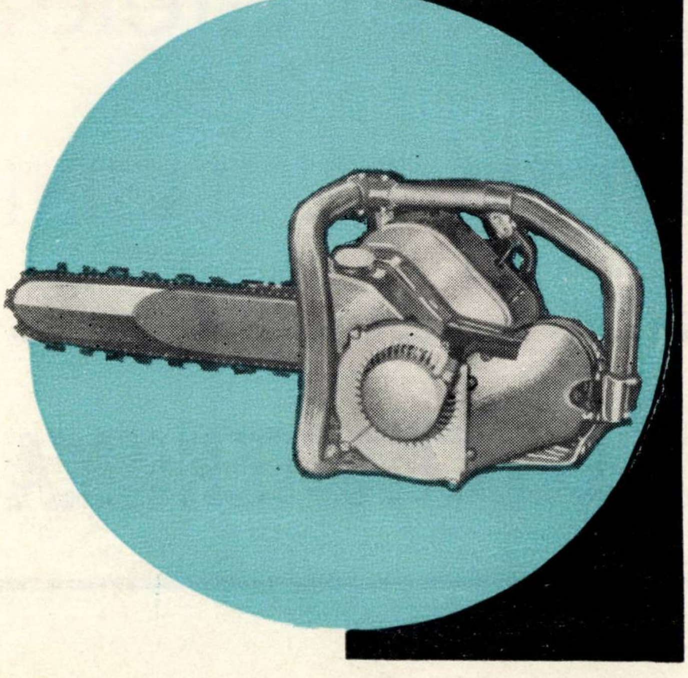
MICM *uzina*
metrom
BRAȘOV

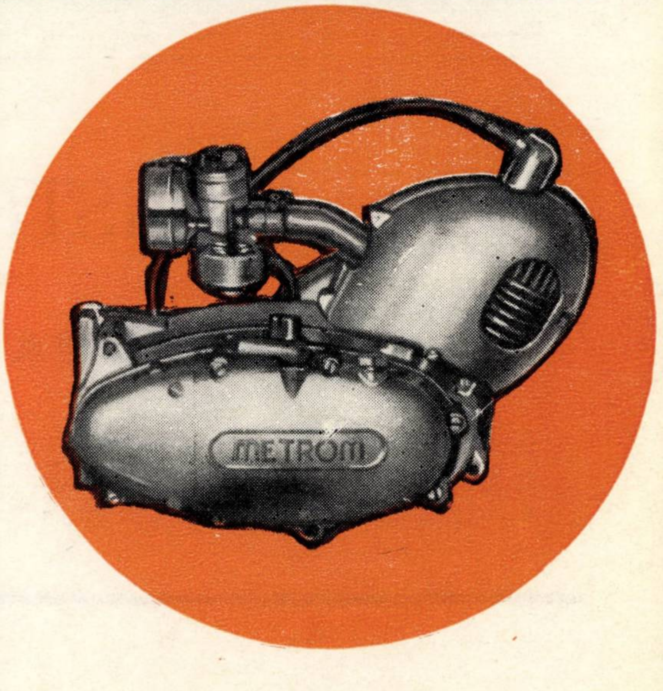
produce

Str. Carpaților nr. 60 Telefon 12920

Motoferăstrău

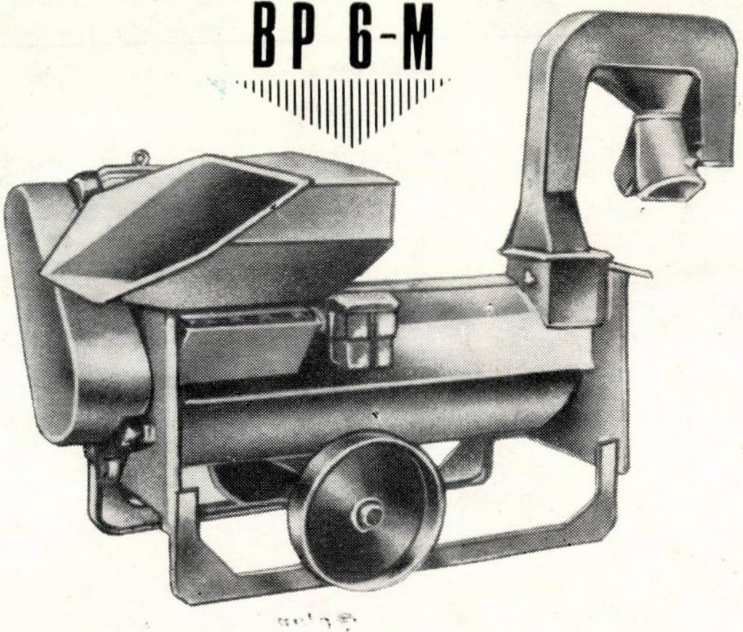
Motoare pentru motoreta MOBRA





UZINA DE UTILAJ DE MORĂRIT *Topleț*

BP 6-M



Caracteristici funcționale :

Batoza mecanică de porumb tip BP 6—M servește pentru desfacerea boabelor de porumb de pe știuleți, separarea lor de coceni, pleavă și alte impurități, precum și încărcarea lor în saci.

— Productivitatea . . . 6 000 kg/h
— Motor electric . . 7,5 kW—1 500 rot/min
— Boabe sfărîmate . . maximum 1,9%
— Manipularea și deplasarea mașinii este foarte ușoară.

BATOZA MECANICĂ DE PORUMB

UZINA DE UTILAJ DE MORĂRIT TOPLET – ROMANIA

Abonați-vă

la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

AUTOMATICA și ELECTRONICA

ELECTROTEHNICA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXIII, SEPTEMBRIE 1971, Nr. 9,

CUPRINS

ANDRIAN, AL.: **Despre utilizarea sistemului internaţional de unităţi de măsură (SI) în construcţia de maşini.** 517

ALEXANDRU, P.: **Studiul cinematic al mecanismului de direcţie cu două bare transversale.** 527

BRĂGARU, A.: **Simbolizarea informaţională a schemelor de bazare şi fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte.** 538

DRIMER, D.: **Probleme ale utilizării şi caracteristicile aliajelor de aluminiu produse în R.S.R.** 545

DUMITRAŞ, C.: **Contribuţii privind influenţa unghiului de degajare al sculei aşchietoare asupra forţelor de aşchiere la strunjire longitudinală şi frezare frontală.** 549

GUJA, N., DIMITRIU, R.: **Probleme privind zgomotul produs de maşini-unelte.** 553

LĂPUŞAN, AL., STĂNESCU, C.I., TODEA, GH.: **Asigurarea protecţiei contra radiaţiilor în unităţile M.I.C.M.** 560

LĂZĂRESCU, E., BÎRJOIANU, AL.: **Influenţa ultrasunetelor asupra eroziunii cavitaţionale a unor elemente din sistemul de injecţie al motorului D-103.** 566

OPRIŞ, O., MEREŢ, N.: **Condiţii tehnice şi de securitate a muncii ce se impun la verificările pneumatice de etanşeitate.** 570

DOCUMENTARE 573

RECENZII 579

CRONICĂ 580

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ — membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. AL. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. A. MOGA; ing. A. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. N. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 389.1 : 531.7:621

Andrian, Al. : **Despre utilizarea sistemului internaţional de unităţi de măsură (SI) în construcţia de maşini.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 517–527

CZ 621–585.86

Alexandru, P. : **Studiul cinematic al mecanismului de direcţie cu două bare transversale.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 527–538

CZ 621.9–229.316 : 65.012.45

Brăgaru, A. : **Simbolizarea informaţională a schemelor de bazare şi fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) nr. 9. p. 538–545

CZ 669.715 (498)

Drimer, D. : **Probleme ale utilizării şi caracteristicile aliajelor de aluminiu produse în R.S.R.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr, 9, p, 545–549

CZ 621.941.013.4 : 621. 914.22

Dumitraş, C. : **Contribuţii privind influenţa unghiului de degajare al sculei aşchietoare asupra forţelor de aşchiere la strunjire longitudinală şi frezare frontală.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 549–553

CZ 621.9 : 614.8

Guja, N., Dimitriu, R. : **Probleme privind zgomotul produs de maşini-unelte.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 553–560

CZ 621 : 614. 898.5 : 621–784.7

Lăpuşan, Al., Stănescu, C. I., Todea, Gh. : **Asigurarea protecţiei contra radiaţiilor în unităţile M.I.C.M.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 560–566

CZ 621.436.038 : 620.193.1 : 534.321.9

Lăzărescu, E., Bîrjoianu, Al. : **Influenţa ultrasunetelor asupra eroziunii cavitaţionale a unor elemente din sistemul de injecţie al motorului D-103.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 566–570

CZ 621–762.001.4 : 614.8

Opriş, O., Mereţ, N. : **Condiţii tehnice şi de securitate a muncii ce se impun la verificările pneumatice de etanşeitate.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 570–573

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2607.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 389.1 : 531.7 : 621

Андриан, Ал.: **О применении международной системы единиц измерения (CI) в машиностроении.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9., стр. 517–527

ДК 621–585.86

Александру, П.: **Кинематическое изучение рулевого механизма с двумя поперечными тягами.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 527–538

ДК 621.9–229.316 : 65.012.45

Брэгару, А.: **Информационная символизация схем для базирования и укрепления деталей при обработке в приспособлениях станков.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 538–545

ДК 669.715 (498)

Дример, Д.: **Вопросы в связи с пименением и характеристика алюминиевых сплавов румынского производства.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 545–549

ДК 621.941.013.4 : 621.914.22

Думитраш, К.: **Влияние переднего угла режущего инструмента на силу резания при профильной расточке и торцовом фрезировании.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 549–553

ДК 621.9 : 614.8

Гужа, Н., Димитриу, Р.: **К вопросу шума, создаваемого станками**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 553–560

ДК 621 : 614.898.5 : 621–784.7

Лэпушан, Ал., Стэнеску, К. И., Тодя, Г.: **Обеспечение защиты против излучений на заводах машиностроительной промышленности.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 560–566

ДК 621.436.038 : 620.193.1 : 534.321.9

Лэзэреску, Е., Бырэжояну, Ал.: **Влияние ультразвуков на кавитационную эрозию некоторых элементов в впрыскивающей системе двигателя Д-103.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 566–570

ДК 621–762.001.4 : 614.8

Оприш, О., Мерец, Н.: **Технические условия и требования по охране труда, предъявляемые к пневматическим проверкам уплотнения.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 9, стр. 570–573

INHALT

DK 389.1 : 531.7 : 621

Andrian, Al. : **Uber die Anwendung des internationalen Systems der Masseinheiten (SI) im Maschinenbau**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 517–527

DK 621–585.86

Alexandru, P. : **Kinematische Untersuchung des Lenkungssystems mit zwei Querstangen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 527–538

DK 621.9–229.316 : 65.012.45

Brăgaru, A. : **Informationelle Symbolisation der Abstütz-und Halterungsschemen der Werkstücke bei Bearbeitungen in Vorrichtungen auf Werkzeugmaschinen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 538–545

DK 669.715 (498)

Drimer, D. : **Probleme der Verwendung und Kennzeichen der, in der SR Rumänien erzeugten Aluminiumlegierungen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 545–549

DK 621.941.013.4 : 621.914.22

Dumitraş, C. : **Beiträge in bezug auf den Einfluss des Spanwinkels der spanabhebenden Werkzeuge auf die Spankräfte bei Längstdrehen und Stirnfräsen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 549–553

DK 621.9 : 614.8

Gujă, N., Dimitriu, R. : **Probleme der Lärmentwicklung bei Werkzeugmaschinen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 553–560

DK 621 : 614.898.5 : 621–784.7

Lăpuşan, Al., Stănescu, C. I., Todea, Gh. : **Sicherung des Strahlungsschutzes in den Einheiten des Ministeriums für Maschinenbau**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 560–566

DK 621.436.038 : 620.193.1 : 534.321.9

Lăzărescu, E., Bîrjoianu, Al. : **Einfluss des Ultraschalls auf die Hohlraumerosion einiger Systeme im Einspritzsystem des D-103-Motors**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 566–570

DK 621–762.001.4 : 614.8

Opriş, O., Mereţ, N. : **Erforderliche technische und Arbeitsschutzbedingungen bei den pneumatischen Dichtigkeitsüberprüfungen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 9, S. 570–573

SOMMAIRE

CD 389.1 : 531.7 : 621

Andrian, Al. : **Sur la mise en pratique du système international des unités de mesure (SI) dans la construction mécanique.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 517–527

CD 621–585.86

Alexandru, P. : **L'étude cinétique du mécanisme de direction à deux barres transversales.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 527–538

CD 621.9–229.316 : 65.012.45

Brăgaru,A. : **L'emploi des symboles porteurs d'informations dans les schémas de mise en position et de fixation des pièces, lors de l'usinage sur les machines-outils.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9. p, 538–545

CD 669.715 (498)

Drimer, D. : **Problèmes de l'utilisation et caractéristiques des alliages d'aluminium produits en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 545–549

CD 621.941.013.4 : 621.914.22

Dumitraş, C. : **Contributions à l'étude de l'influence qu'a l'angle de pente d'affûtage sur les forces de coupe pendant le tournage longitudinal et le fraisage frontal.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 549–553

CD 621.9 : 614.8

Guja, N., Dimitriu, R. : **Problèmes du bruit produit par les machines-outils.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 553–560

CD 621 : 614.898.5 : 621–784.7

Lăpuşan, Al., Stănescu, C. I., Todea, Gh. : **La protection contre les radiations dans les unités du Ministère de l'industrie des constructions de Machines.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 560–566

CD 621.436.038 : 620.193.1 : 534.321.9

Lăzărescu, E., Bîrjoianu, Al. : **L'influence des ultra-sons sur l'érosion cavitationnelle de certains éléments du système d'injection du moteur D-103.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 566–570

CD 621–762.001.4 : 614.8

Opriş, O., Mereţ, N. **Conditions techniques et conditions de la sécurité du travail nécessaires lors de la vérification pneumatique de l'étanchéité.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 9, p. 570–573

CONTENTS

DC 389.1 : 531.7 : 621

Andrian, Al. : **About the utilization of the international system of measuring (SI) in machine building**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 517–527

DC 621–585.86

Alexandru, P. : **Kinematic study of the two-cross rod steering gear.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 527–538

DC 621.9–229.316 : 65.012.45

Brăgaru, A. : **Informational symbolization of diagrams of setting up and location of working pieces processed by machine-tools.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 538–545

DC 669.715 (498)

Drimer, D. : **Utilization and characteristics of aluminium alloys produced in the Socialist Republic of Romania.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 545–549

DC 621.941.013.4 : 621.914.22

Dumitraş, C. : **About the influence of the rake angle of the cutting tool on the cutting forces in longitudinal turning and frontal milling.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 549–553

DC 621.9 : 614.8

Guja, N., Dumitriu, R. : **Aôout the noise made by machine-tools.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 853–560

DC 621 : 614.898.5 : 621–784.7

Lăpuşan, Al., Stănescu, C. I., Todea, Gh. : **Protection against radiations in the Machine Building Ministry units.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 560–566

DC 621.436.038 : 620.193.1 : 534.321.9

Lăzărescu, E. Bîrjoianu, Al. : **Influence of ultra-sounds on cavitational erosion in certain injection system elements of D-103 motor.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 566–570

DC 621–762.001.4 : 614.8

Opriş, O., Mereţ, N. : **Technical conditions and safety measures to be observed in pneumatic checkings of tightness.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 9, p. 570–573

SZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR
DOKUMENTÁCIÓS
18

CZ 389.1:531.7:621

Despre utilizarea sistemului internaţional de unităţi de măsură (SI) în construcţia de maşini

ing. Alex. C. ANDRIAN

Alexandru C. Andrian este absolvent din 1945 al Facultăţii de electromecanică din Institutul politehnic-Bucureşti. A lucrat la Departamentul Livrărilor (sectorul naval) şi apoi ca şef de producţie la Uzinele 23 August-Bucureşti. Din 1958 lucrează în probleme de proiectare-cercetare la ICTCM-Bucureşti; din 1963 este consilier coordonator al Consiliului Tehnic al Institutului (CTI), iar în prezent coordonator CITE şi membru al Consiliului ştiinţific.

În anul 1948, a 9-a Conferinţă generală de Măsuri şi Greutăţi a iniţiat sistemul internaţional de unităţi de măsură (SI), care a fost precizat şi completat la conferinţele următoare: a 10-a (1954), a 11-a (1960), a 12-a (1964), a 13-a (1967). În anul 1961 sistemul a devenit legal şi obligatoriu în ţara noastră [1], aplicarea lui fiind reglementată în 1968 conform [2], [3].

Sistemul nu este nou pentru constructorii de maşini, el fiind în realitate o formă modernă a sistemului MKS (metru-kilogram-secundă), cunoscut şi folosit în paralel cu sistemul tehnic MKfS (metru-kilogram forţă-secundă). El ridică însă unele probleme privind:

a) convertirea multor tabele în noile unităţi (de exemplu în rezistenţa materialelor)

b) formarea unor noi automatisme de gîndire, reprezentare a ordinului de mărime şi exprimare pentru unele mărimi extrem de uzuale (de exemplu puterea motoarelor termice)

c) măsurarea şi limite admise în unele cazuri standardizate sau de largă folosinţă (de exemplu pentru caracteristicile mecanice ale oţelurilor, unele aparate etc.).

În principiu, adoptarea SI înseamnă un mare pas înainte, el rezolvînd importanta problemă a separării unităţilor de masă şi de forţă, în condiţii oarecum acceptabile diferitelor domenii de aplicare. Aceasta de fapt urmează separării, la fel de importante, făcută în deceniile trecute între forţă, putere, lucru mecanic.

Aplicarea noului sistem face totodată să înceteze modul de lucru în tehnica mecanică concomitent în sistemele MKS şi MKfS (de exemplu pentru masă foloseam unitatea kg din MKS şi pentru forţă unitatea kgf din MKfS), e drept fără dificultăţi deosebite, însă implicînd totuşi cunoaşterea bună a ambelor sisteme de unităţi de măsură şi a principiilor lor în cercuri foarte largi.

Bineînţeles, SI fiind destinat aplicării practice şi ţinînd seamă de multe aspecte tradiţionale ale măsurării actuale, sistemul nu rezolvă „toate" problemele ce s-ar pune [7], [12]. El este totuşi sistemul coerent al ştiinţelor moderne (aplicate şi teoretice), bazat pe o serie de convenţii logice şi obţinînd o acceptare din ce în ce mai largă în toate ţările lumii.

Unităţi fundamentale ale SI

SI are şase unităţi fundamentale, pe care se bazează întreg sistemul (tabela 1). În acest fel, SI este un sistem de tipul MKSAGdCd (metru — kilogram — secundă— amper — grad temperatură — candelă), sau ca sistem de dimensiuni, de tipul LMTIΘJ (lungime — masă — timp — intensitate de curent electric — temperatură — intensitate luminoasă) [4].

Tabela 1

Unităţi fundamentale ale SI

Mărimea	Unitatea de măsură	
	Simbol	Denumire
Lungime	m	metru
Masă	kg	kilogram
Timp	s	secundă
Intensitatea curentului electric	A	amper
Temperatură	K	kelvin
Intensitate luminoasă	cd	candelă

Unităţi suplimentare ale SI

Aceste unităţi sînt arătate în tabela 2. Avînd în vedere caracterul special al lor, ele nu sînt prinse în unităţile fundamentale însă nici nu pot fi considerate unităţi derivate.

Tabela 2

Unităţi suplimentare ale SI

Mărimea	Unitatea de măsură	
	Simbol	Denumire
Unghi plan	rad	radian
Unghi solid	sr	steradian

Unităţi derivate ale SI

Unităţile derivate ale SI de utilizare curentă în construcţia de maşini sînt arătate în tabela 3.

Tabela 3

Unități derivate ale SI, de largă utilizare în construcția de mașini

a) *Unități de spațiu, timp și periodicitate*

Mărimea	Unitatea de măsură	
	Simbol	Denumire
Arie	m^2	metru pătrat
Volum	m^3	metru cub
Viteză	m/s	metru pe secundă
Viteză unghiulară	rad/s	radian pe secundă
Accelerație	m/s^2	metru pe secundă la pătrat
Accelerație unghiulară	rad/s^2	radian pe secundă la pătrat
Frecvență	Hz	hertz

b) *Unități mecanice și termotehnice*

Mărimea	Simbol	Denumire
Densitate (masă volumică)	kg/m^3	kilogram pe metru cub
Forță	N	newton
Presiune, tensiune mecanică	N/m^2	newton pe metru pătrat
Viscozitate dinamică	$N.s/m^2$	newton-secundă pe metru pătrat
Viscozitate cinematică	m^2/s	metru pătrat pe secundă
Lucru mecanic, energie, cantitate de căldură	J	joule
Putere	W	watt
Entropie	J/K	joule pe kelvin
Căldură masică specifică (capacitate calorică masică)	J/(kg.K)	joule pe kilogram-kelvin
Conductivitate termică	w/(m.K)	watt pe metru-kelvin

Tabela 4

Prefixe pentru formarea multiplilor și submultiplilor SI

Factor	Simbol	Denumire
10^{12}	T	tera
10^9	G	giga
10^6	M	mega
10^3	k	kilo
10^2	h	hecto
10^1	da	deca
10^{-1}	d	deci
10^{-2}	c	centi
10^{-3}	m	mili
10^{-6}	μ	micro
10^{-9}	n	nano
10^{-12}	p	pico
10^{-15}	f	femto
10^{-18}	a	atto

Se observă denumirile speciale pe care le primesc unele unități derivate de utilizare foarte mare:

- pentru frecvență: $1\ Hz = 1/s$
- pentru forță: $1N = 1\ kg.m/s^2$
- pentru lucru mecanic, energie, cantitate de căldură: $1J = 1kg.m^2/s^2 = 1N.m$
- pentru putere: $1W = 1\ kg.m^2/s^3 = 1\ J/s$.

Unitățile derivate arătate în tabela 3 sînt cele oficial aprobate pînă în prezent de Conferințele generale a 11-a și a 13-a de măsuri și greutăți (1960 și 1967).

Desigur numărul mărimilor utilizate în construcția de mașini este cu mult mai mare însă unitățile lor se definesc ușor în același mod, pornind de la unitățile definite în tabelele 1, 2 și 3.

Prefixe pentru formarea multiplilor și submultiplilor SI

Prefixele sînt arătate în tabela 4. Se remarcă în special scrierea simbolului k pentru prefixul „kilo'' totdeauna cu literă mică, fiind interzisă scrierea cu literă mare a lui, eroare frecventă mai ales la scrierea de mînă și la mașina de scris.

Practica utilizării SI în construcția de mașini

În utilizarea practică a SI apar în general două genuri de probleme:

a) necesități diverse de a utiliza multipli sau submultipli ai unităților de măsură SI;

b) necesități practice de a se utiliza (cel puțin deocamdată) alte unități sau denumiri.

Cele mai importante cazuri pentru construcția de mașini sînt redate în tabela 5. Desigur utilizările de genul „a'' (multipli și submultipli ai unităților SI) pot fi lărgite de utilizator în principiu după necesități, însă utilizările de genul „b'' se recomandă a fi restrînse pe cît posibil și în nici un caz nu se recomandă introduceri noi (aceste utilizări de genul „b'' sînt în multe cazuri numai „tolerate'').

De notat că unitățile vechilor sisteme CGS (centimetru-gram-secundă), MKS (metru-kilogram-secundă) și MTS (metru-tonă-secundă) sînt multipli și submultipli ai unităților SI, deci (în afară de specificare expresă) trebuie a fi considerate că fac în mod natural parte din familia sistemului SI; iar dacă unele dintre aceste unități au denumiri, ele trebuie considerate ca denumiri speciale ale acestor multipli sau submultipli SI (unele denumiri încă utilizate, altele învechite etc.). De aceea, excluderea prin instrucțiunile în vigoare [3] (tabela 6) a unităților dyn (dynă), P (poise) și St (stokes), pentru ultimele două admițînd însă submultiplii cP (centipoise) și cSt (centistokes), este discutabilă (mai ales că alte unități în aceeași situație: galul, ergul, sthena, piezul etc. — nu au fost tratate cu aceeași rigurozitate); majoritatea acestor denumiri trebuie considerate însă ca învechite și puțin utilizate în construcția de mașini.

Tabela 5

Unități SI, multipli și submultipli SI, cum și alte unități sau denumiri uzuale și admise a fi utilizate practic în construcția de mașini

a) *Unități de spațiu, timp și periodicitate*

Mărimea	Unitatea SI, multipli și submultipli SI	Alte unități sau denumiri care pot fi utilizate; observații
Lungime : l, L Lățime : b, B Înălțime : h, H Grosime : s, d, δ Rază : r, R Diametru : d, D Distanță : s, x, y, z	km m mm µm nm	1 al (an lumină) = 9460,5 Tm 1 mlm (milă marină) = 1,852 km Submultipli SI cu denumiri speciale : 1 Å = 100 pm 1 X = 100 fm Nu se va utiliza simbolul µ pentru µm (micrometru)
Arie (suprafață) : s, S, A, F	km^2 m^2 cm^2 mm^2	Multipli SI cu denumiri speciale : 1 ha (hectar) = 1 hm^2 1 a (ar) = 1 dam^2
Volum : v, V	m^3 dm^3 cm^3 mm^3	Submultipli SI cu denumiri speciale : 1 hl = 100 dm^3 = 0,1 m^3 1 l = 1 dm^3 1 ml = 1 cm^3 Pentru volumul lemnelor depuse în stivă se utilizează și : 1 ster = 1 m^3
Timp : t, T, τ	ks s ms µs ns	1 a (an) = 365 d (sau 366 d) 1 d (zi) = 24 h 1 h (oră) = 60 min 1 min (minut) = 60 s Este permisă utilizarea multiplilor uzuali ai zilei și anului : săptămîna, decada, luna, trimestrul, deceniul, secolul. O anumită dată sau oră (la fel un interval de timp) se va scrie respectînd STAS 3331–62, adică : 07.01.1963 sau 7.1.1963 ; 14 h 32 min 14,6 s ; etc. Nu este permisă notarea minutelor de timp cu ...′ și a secundelor de timp cu ...″. Nu se va utiliza simbolul σ pentru µs (microsecundă)
Viteză (viteză liniară) : v, c, u, w	km/s m/s cm/s	$\text{km/h} = \frac{1}{3,6}\ \text{m/s}$ 1 nd (nod) = 1 mlm/h = 0,51 m/s $1\ \text{m/min} = \frac{1}{60}\ \text{m/s}$ $1\ \text{mm/min} = \frac{1}{60}\ \text{mm/s}$
Accelerație (accelerație liniară) : a, g	m/s^2 cm/s^2	
Unghi (unghi plan) : α β, γ, δ, θ, φ, ψ	rad mrad	1 C (cerc, unghi plan total) = 1 rot (rotație) = 2π rad = = 360° = 400 ^{g} 1 D (drept, unghi drept) = 1 L (cadran) = $\frac{\pi}{2}$ rad = = 90° = 100 ^{g} 1° (grad, grad sexagesimal) = 60′ 1′ (minut) = 60″ (secunde) 1^g (gon, grad centesimal) = 100^c 1^c (minut centesimal) = 100^{cc} (secunde centesimale) $1\ m_R$ (miime 6000, miime Rimailho) = $\frac{1}{6000}$ C $1\ m_i$ (miime 6400, miime instrumentală) = $\frac{1}{6400}$ C Submultiplu SI cu denumire specială : 1 m (miime adevărată) = 1 mrad Se recomandă ca în locul divizării gradului sexagesimal în minute și secunde să se utilizeze divizarea zecimală directă
Unghi solid : Ω, ω	sr	1 S (sferă, unghi solid total) = 4 π sr

(continuare)

Mărimea	Unitatea SI, multipli şi submultipli SI	Alte unităţi sau denumirei care pot fi utilizate; observaţii
Viteză unghiulară : ω	**rad/s**	**1 rot/s (rotaţie pe secundă) $= 2\ \pi$ rad/s** **1 rot/min (rotaţie pe minut) $= 2\ \pi$ rad/min $= \frac{\pi}{30}$ rad/s**
Acceleraţie unghiulară : ε, ν, α	**rad/s^2**	**1 rot/s^2 (rotaţie pe secundă la pătrat) $= 2\ \pi$ rad/s^2** **1 rot/min^2 (rotaţie pe minut la pătrat) $= 2\ \pi$ rad/min^2 $= \frac{\pi}{1,8}$ mrad/s^2**
Perioadă : T	**s**	
Frecvenţă : f, ν	**MHz** **kHz** **Hz**	**Pentru frecvenţă de rotaţie (turaţie) se utilizează :** **rot/s (rotaţie pe secundă),** **rot/min (rotaţie pe minut)**
b) *Unităţi mecanice*		
Masă : m, M **Cantitate de materie : K, ν, n, Q,**	**Mg** **kg** **g** **mg** **µg**	**1 t (tonă) = 1 Mg** **Nu se va utiliza simbolul γ pentru µg (microgram)** **Pentru cantitatea de materie se mai utilizează : kmol (kilomol), mol**
Densitate (masă volumică) : ρ, D	**kg/dm^3 = g/cm^3** **kg/m^3** **g/m^3**	**Multipli SI cu denumiri speciale :** **1 t/m^3 = 1 kg/dm^3** **1 kg/l = 1 kg/dm^3** **1 g/ml = 1 g/cm^3** **1 g/l = 1 kg/m^3**
Densitate de suprafaţă a masei : ρ_S	**kg/cm^2** **kg/m^2** **g/m^2**	
Densitate de lungime a masei : ρ_l	**kg/m** **g/m**	
Volum masic : v	**m^3/g** **m^3/kg** **dm^3/kg = cm^3/g**	**Submultipli SI cu denumiri speciale :** **1 m^3/t = 1 dm^3/kg** **1 l/kg = 1 dm^3/kg** **1 ml/g = 1 cm^3/g**
Debit de volum : Q_V **Consum de volum : V_t**	**m^3/s** **dm^3/s** **cm^3/s**	**1 l/s = 1 dm^3/s** **1 l/min $= \frac{1}{60}$ dm^3/s** **1 l/h $= \frac{1}{3,6}$ cm^3/s**
Viteza volumică (liniară) a unui curent : v, c, u, w **Densitatea (de suprafaţă) a debitului de volum : q_V**	**m/s = m^3/(s.m^2)** **cm/s = cm^3/(s.cm^2)**	**1 km/h $= \frac{1}{3,6}$ m/s**
Debit de masă Q_m : **Consum de masă : m_t**	**kg/s** **g/s**	**1 kg/h $= \frac{1}{3,6}$ g/s** **1 t/h $= \frac{1}{3,6}$ kg/s** **1 t/24h $= \frac{1}{86,4}$ kg/s**
Viteza masică a unui curent : v_m, w_m, u, ρv **Densitatea (de suprafaţă) a debitului de masă : q_m**	**kg/(s.m^2)**	**1 kg/(h.m^2) $= \frac{1}{3,6}$ g/(s.m^2)**
Impuls (cantitate de mişcare) : H, p, mv	**kg.m/s**	
Moment cinetic (momentul impulsului, momentul cantităţii de mişcare) : b, L, I, J	**kg.m^2/s**	

(continuare)

Mărimea	Unitatea SI, multipli și submultipli SI	Alte unități sau denumiri care pot fi utilizate; observații
Moment de inerție, moment de inerție dinamică (planar, axial, polar, centrifugal) : I, J Moment de girație : MD^2	kg.m^2	
Momentul geometric al unui volum : I_V	m^5 cm^5	
Momentul geometric al unei suprafețe : axial I_a, polar I_p, centrifugal I_{xy}	m^4 cm^4	
Momentul geometric al unei linii : I_l	m^3 cm^3	
Forță : F, P, Q, R Forță gravitațională (greutate) : G	MN kN daN N mN	
Greutate volumică (greutate specifică) : γ	kN/m^3 = N/dm^3 daN/dm^3 daN/m^3	
Impulsul forței (percuție) : I, i, p	kN.s daN.s N.s	
Moment (al unei forțe, al unui cuplu, de răsucire, de încovoiere) : M	kN.m daN.m N.m daN.cm	
Impulsul momentului : L	daN.m.s N.m.s daN.cm.s	
Viscozitate dinamică : μ, η, f	N.s/m^2 mN.s/m^2 μN.s/m^2	Submultiplu SI cu denumire specială : 1 cP (centipoise) = 1 mN.s/m^2
Fluiditate : φ	m^2/(mN.s)	
Viscozitate cinematică : ν	m^2/s mm^2/s	Submultiplu SI cu denumire specială : 1 cS (centistokes) = 1 mm^2/s
Presiune : p	GN/m^2 MN/m^2 daN/cm^2 kN/m^2 N/m^2 mN/m^2 μN/m^2	1 at (atmosferă tehnică) = 0,981 daN/cm^2 1 mm H_2O (milimetru coloană de apă) = 0,981 daN/m^2 1 mm Hg (milimetru coloană de mercur) = 13,3 daN/m^2 Multipli și submultipli SI cu denumiri speciale : 1 hbar (hectobar) = 1 daN/mm^2 1 bar = 1 daN/cm^2 1 mbar (milibar) = 10 daN/m^2 1 μbar (microbar) = 1 dN/m^2 1 Pa (pascal) = 1 N/m^2 De notat corespondența : 1 daN/cm^2 = 0,1 MN/m^2 = 1 dN/mm^2 De notat și corespondențele practice (eroare sub 2 %) : 1 at = 1 daN/cm^2 1 mm H_2O = 1 daN/m^2 1 mm Hg = 1,33 mbar 1 mbar = 0,75 mm Hg
Tensiune mecanică : σ, τ Densitate de suprafață a forței : γ_s Modul de elasticitate : E, G Modul de compresibilitate volumică : K, k, χ	daN/mm^2 MN/m^2 = n/mm^2 daN/cm^2 N/cm^2 N/m^2	Multipli și submultipli SI cu denumiri speciale : 1 hbar (hectobar) = 1 daN/mm^2 1 bar = 1 da N/cm^2 De notat corespondențele : 1 daN/mm^2 = 10 MN/m^2 1 daN/cm^2 = 0,1 MN/m^2
Tensiune superficială : σ, γ Densitate de lungime a forței : γ_l	daN/cm = kN/m N/m mN/m	

(continuare)

Mărimea	Unitatea SI, multipli şi submultipli SI	Alte unităţi sau denumiri care pot fi utilizate; observaţii
Lucru mecanic: L, A Energie (cinetică, potenţială), forţă vie: E, W	MJ kJ daJ J mJ	1 kWh = 3,6 MJ 1 Wh = 3,6 kJ
Rezilienţă: K, KCU, K_n, α_n	daJ/mm^2 MJ/m^2 = J/mm^2 daJ/cm^2 J/m^2	
Putere: P, N	MW kW W mW	
c) *Unităţi termotehnice*		
Temperatură: T, t, θ, τ	K	1°C = 1 K t (°C) = T (K) − 273,15 Atenţie: nu se scrie şi nu se citeşte °K, ci K
Coeficient de dilatare liniară: α, λ Coeficient de dilatare volumică: γ, β Coeficient de creştere a presiunii: β	1/K	1/°C = 1/K
Căldură, cantitate de căldură, energie termică, potenţial termodinamic: Q Căldură latentă: L Căldură de transformare: Q_{tr} Energie internă: U, E Entalpie: H, I Energie liberă: F Entalpie liberă: G	TJ GJ MJ kJ J	1 Gcal = 4,2 GJ 1 Mcal = 4,2 MJ 1 kcal = 4,2 kJ 1 cal = 4,2 J
Căldură latentă masică: l Căldură de transformare masică: q_{tr} Căldură masică de ardere, energie calorifică masică (superioară, inferioară): Q_s, q_s, Q_i, q_i Energie internă masică: u, e Entalpie masică: h_i, Energie liberă masică: f Entalpie liberă masică: g	MJ/kg kJ/kg J/kg	1 kcal/kg = 4,2 kJ/kg
Capacitate calorică (capacitate termică): C a) la presiune constantă: C_p b) la volum constant: C_V Entropie: S	kJ/K J/K	1 kJ/°C = 1 kJ/K 1 kcal/K = 4,2 kJ/K 1 kcal/°C = 4,2 kJ/K
Capacitate calorică masică: c a) la presiune constantă: c_p b) la volum constant: c_V Entropie masică: s	kJ/(kg.K) J/(kg.K)	1 kJ/(kg.°C) = 1 kJ/(kg.K) 1 kcal/(kg.K) = 4,2 kJ/(kg.K) 1 kcal/(kg.°C) = 4,2 kJ/(kg.K)
Flux termic, putere termică: Φ, q	MW kW W	1 Gcal/h = 4,2 GJ/h = 1,16 MW 1 Mcal/h = 1,16 kW 1 kcal/h = 1,16 W
Densitate de flux termic: q, φ	MW/m^2 kW/m^2 W/m^2	1 Gcal/(m^2.h) = 1,16 MW/m^2 1 Mcal/(m^2.h) = 1,16 kW/m^2 1 kcal/(m^2.h) = 1,16 W/m^2
Conductivitate termică: λ, k	W/(m.K)	1 W/(m.°C) = 1 W/(m.K) 1 kcal/(m.h.°C) = 1,16 W/(m.K)
Transmisivitate termică, coeficient de transfer al căldurii: α, h, K, U	W/(m^2.K)	1 W/(m^2.°C) = 1 W/(m^2.K) 1 kcal/(m^2.h.°C) = 1,16 W/(m^2.K)
Difuzivitate termică, coeficient de transfer al temperaturii: a, α, $\varkappa$, χ, k	m^2/s	$1\ \mathrm{m^2/h} = \frac{1}{3600}\ \mathrm{m^2/s}$

Notă. Utilizînd unitatea mol (kmol) pentru cantitatea de materie se definesc curent: masă molară, volum molar, energie internă molară, capacitate termică molară etc.

Tabela 6

Unități diverse de măsură cu termen expirat de folosire în proiectare-cercetare, publicații sau construcții noi

a) *Unități de spațiu și timp*

Mărimea	Unitatea oprită de la utilizare	Unitatea recomandată pentru utilizare în schimb
Lungime	in (inch) sau ..." (țol)	1 mm $= \frac{1}{25,4}$ in 1 cm $= \frac{1}{2,54}$ in
Viteză unghiulară	a) ...°/s, ...′/s, ...″/s (grade, minute, secunde sexagesimale pe secundă) b) ...^{g}/s (grade centesimale pe secundă), inclusiv submultiplii săi	1 rad/s = 57,3°/s = 63,7 ^{g}/s 1 mrad/s = 3,4′/s 1 µrad/s = 0,2″/s 1 rot/s = 360°/s = 400 ^{g}/s 1 rot/min = 6°/s = 6,7 ^{g}/s
	b) *Unități mecanice și termotehnice*	
Forță, greutate (forță gravitațională	a) dyn (dynă) b) kgf (kilogram forță) c) tf (tonă forță) Se subînțeleg inclusiv toate unitățile derivate, inclusiv multipli și submultipli	1 kN = 0,1 tf 1 daN = 1 kgf 1 µN = 0,1 dyn Eroarea formulelor este sub 2 %
Presiune, tensiune mecanică	kgf/m^2 (kilogram forță pe metru pătrat) Se subînțelege inclusiv multipli și submultipli	1 daN/m^2 = 1 kgf/m^2 daN/cm^2 = 1 kgf/mm^2 1 daN/mm^2 = 1 kgf/mm^2 Eroarea formulelor este sub 2 %
Viscozitate dinamică	P (poise) Submultiplul cP (centipoise) este tolerat fără limită, pînă la noi reglementări	1 mN.s/m^2 = 1 cP
Viscozitate cinematică	St (stokes) Submultiplul cSt (centistokes) este tolerat fără limită, pînă la noi reglementări	1 mm^2/s = 1 cSt De notat și corespondența aproximativă (valabilă peste 2 °E) : 10 mm^2/s = 1 °E
Lucru mecanic, energie, cantitate de căldură	kgf.m (kilogram forță-metru)	1 daJ = 1 kgf.m (eroare sub 2 %)
Putere mecanică	a) kgf.m/s (kilogram forță-metru pe secundă) b) CP (cal putere)	1 kW = 100 kgf.m/s = 1 Poncelet (eroare sub 2 %) 1 daW = 1 kgf.m/s (eroare sub 2 %) 1 kW = 1,36 CP (eroare sub 0,03 %)

Unități de măsură diverse cu termene limită de folosire

Există o serie de unități diverse care în țara noastră au, conform [3], termene limită legale de folosire. Ele sînt arătate în tabela 6 și folosirea lor trebuie considerată ca sistată la ora actuală, termenele limită fiind :

— pentru construcția și importul mijloacelor de măsurare, în proiectare (inclusiv cercetare) și în publicații de orice fel pînă la 1.01.1971 ;

— pentru proiecte existente (inclusiv orice alte genuri de lucrări existente, tabele, nomograme etc.) adaptarea este permisă treptat după necesități pînă la 1. 01. 1976.

Dintre acestea, două unități au o importanță deosebită : kgf (kilogram forță) și CP (cal putere), deoarece sînt larg folosite, și pentru ieșirea lor din obișnuință este necesar mai mult decît o generație (circa 25 ani).

În afara acestor unități cu termen limitat de folosire (practic expirat), mai există, conform [3], unități diverse „tolerate pînă la noi reglementări" și care au fost prinse în coloana a treia a tabelei 5. Alte unități diverse necuprinse în aceste două categorii ale instrucțiunilor [3] nu sînt excluse în mod explicit, însă folosirea lor va avea, în orice caz, caracterul de „tolerat dar nerecomandat".

De observat că :

a) Unitatea „inch" (denumită curent și „țol") trebuie tolerată acolo unde STAS în vigoare prevede în mod explicit aceasta (de exemplu pentru țevi de instalații, filete „gaz" etc.).

b) Ca urmare a separării puternice făcută prin SI între masă și greutate (forță gravitațională) și pentru a evita confuzii se recomandă să nu se mai utilizeze termenul „greutate" cu sensul de „masă" nici acolo unde nu poate fi dubiu asupra înţelesului; de exemplu se va utiliza „masa" unei piese, „masa" unei maşini, în loc de „greutatea" unei piese, „greutatea" unei maşini etc. Pentru a nu se permite confuzii se recomandă să nu se utilizeze cuvîntul „greutate" nici pentru a arăta forţa corespunzătoare maselor (sub acţiunea acceleraţiei gravitaţionale); pentru aceasta se va folosi expresia „forţă gravitaţională", „ponderitate" sau altele asemănătoare cu înţeles univoc. De notat înţelesurile actuale tehnice ale termenului „greutate" (vezi şi DIN): greutate = masă; greutate = forţă gravitaţională; greutate = unitate fizică de masă servind la cîntărire; greutate = contragreutate = bucată de material care îndeplineşte rol de forţă într-un mecanism.

c) Unităţile diferite de cele SI sau tolerate, necesare de redat pentru claritate în traduceri ale unor texte originale sau referiri la aceste texte originale, vor avea în paranteze corespondenţa în unităţile admise sau vor fi convertite în unităţi admise pentru a fi folosite. De exemplu: 10 in (254 mm), 86 000 p. s. i. (60 daN/mm^2), 10 CHU (19 kJ), 68°F (20°C) etc. La fel se va proceda şi în cazul cînd pentru claritate, utilizare de material documentar, text pentru anumiţi cititori etc. este strict necesar să se folosească diferite unităţi netolerate, de exemplu 34 CP (25 kW); pe cît posibil se va prefera însă şi în asemenea cazuri forma inversă: 25 kW (34 CP), 35 daN/mm^2 (35 kgf/mm^2), 80 mm^2/s (8°E), 425 m^3 (150 tone-registru) etc.

Observaţii privind aplicarea SI în construcţia de maşini

Unitatea de timp şi derivatele ei. Este una dintre unităţile „nezecimalizate" ale sistemului. Adică va trebui să admitem în continuare folosirea multiplilor sexagesimali ai „secundei de timp" şi să considerăm că ei formează multiplii normali ai unităţii de timp alese. Adică, nu vom putea renunţa în tehnică (şi cu atît mai puţin în utilizarea curentă) la: minut, oră, apoi la zi, an (inclusiv derivatele acestora: săptămînă, decadă, lună, trimestru, deceniu, secol etc). Ziua şi anul sînt unităţi naturale de timp (deci practic de neînlăturat). Derivarea sexagesimală a secundei luînd ca bază ziua (de fapt sfertul de zi) rămîne o metodă „tradiţională", „foarte comodă" din multe puncte de vedere, însă păstrînd un mare inconvenient: calculele din şi în ore-minute-secunde sînt total nepractice. La fel corespondenţa dintre unele unităţi derivate devine deseori greoaie: de calculat de exemplu corespondenţa dintre km/h şi m/s etc.

Obişnuinţei noastre europene de a lucra în sisteme zecimale i se par aproape neverosimile de exemplu calculele de lungime engleze cu unităţi ca cele ce urmează:

1 statute mile = 8 furlongs
1 furlong = 10 chains
1 chain = 11 fathoms
1 fathom = 2 yards
1 yard = 3 feet
1 foot = 12 inches
1 inch = 10 lines.

Însă din păcate cu unităţile de timp admise de SI nu avem o situaţie mult diferită:

1 decadă = 10 zile
1 săptămînă = 7 zile
1 zi = 24 ore
1 oră = 60 minute
1 minut = 60 secunde
1 secundă = 10 zecimi = 100 sutimi.

Problema este cunoscută, este însă deocamdată nerezolvată şi rămîne deci deschisă [12].

Unităţile de unghi. Steradianul, mai puţin folosit, nu ridică probleme acute (cu toate că este cu mult mai sugestiv a spune „un proiector emite un con de lumină de 15° la vîrf" faţă de „proiectorul emite un con de lumină de 0,054 sr").

Radianul însă, cu toată importanţa sa teoretică deosebită, rămîne foarte nepractic în utilizarea curentă, deoarece [7], [12], [13]:

a) nu există metodă de măsură directă pentru el;

b) gradaţia în radiani nu are continuitate pe cerc (cerinţă categorică la teodolit, busolă etc.);

c) unghiurile curente (30°, 60°, 90° etc.) sînt reprezentate cifric prin numere iraţionale.

De aici tolerarea fără restricţii pînă la noi reglementări a sistemului sexagesimal (cu toate dezavantajele „nezecimalizării" lui, totuşi larg folosit în construcţia de maşini) şi a sistemului centesimal, logic din multe puncte de vedere [7] şi comod în calcule.

Din aceleaşi cauze trebuie să amintim preferarea în practica tehnică pentru viteză şi acceleraţie unghiulară a unităţilor rot/min şi rot/s respectiv rot/min^2 şi rot/s^2, care iau ca unitate de unghi cercul întreg, o mărime naturală.

De notat şi „cartul" de navigaţie maritimă şi aeriană egal cu $\frac{\pi}{16}$ rad $= \frac{1}{32}$ C şi cartul meteorologic egal cu $\frac{\pi}{8}$ rad $= \frac{1}{16}$ C; vezi în figura 1 şi „roza vînturilor", cu simbolurile şi denumirile speciale pentru punctele pe scara unghiulară a orizontului.

Unitatea de forţă şi derivatele ei. Desfiinţarea kilogramului-forţă devenise aproape o necesitate din cauza multiplelor dificultăţi apărute, inclusiv ca urmare a generalizării lui pînă la crearea unui sistem tehnic complet de unităţi de măsură MKfS. Din aceste cauze vechi, încă şi azi separaţia conţinutului noţiunilor kilogram-masă şi kilogram-forţă prezintă neclarităţi în exprimare, simbolizare, înţelegere etc.

Nu acelaşi lucru se poate însă spune despre kilogramul-greutate kgg, denumit şi kilogram-ponderitate kgp (kilopond kp în ţările germanice). Ca unitate numai de greutate şi poate cu derivatele sale directe de moment şi energie a corpurilor (fără a se ajunge la crearea unui întreg sistem de unităţi) ea este o necesitate naturală [7], poate fi prinsă în SI ca unitate derivată (de exemplu sub forma kp) şi dă o bună imagine a mărimii forţelor gravitaţionale.

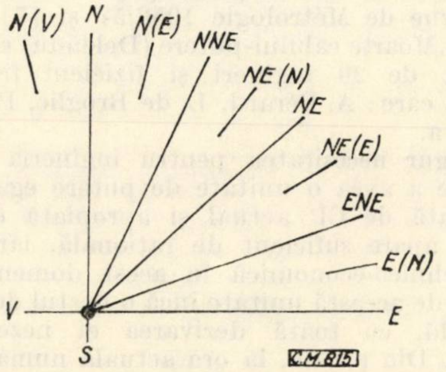


Fig. 1. Roza vînturilor cu simbolurile speciale ale punctelor pe scara unghiulară a orizontului (denumiri : est, est spre nord, est nord-est, nord-est spre est, nord-est, nord-est spre nord etc.).

Deoarece această imagine directă a mărimii forţelor dispare în SI, constructorii de maşini din toată lumea sînt în general şi în sinea lor nemulţumiţi. Ei doreau ca noul sistem să combine în mai bune condiţii forţa în general cu ,,ponderitatea'' astfel ca să nu dispară corespondenţa atît de naturală dintre unităţile de masă şi de forţă, şi anume : unitatea de forţă să fie egală cu unitatea de masă sub acţiunea gravitaţiei. O soluţie era a admite şi o unitate fundamentală de forţă în sistemul de unităţi (egală cu 1 kgf), alte posibilităţi sînt discutate în [12], însă e drept că fiecare ridică noi probleme care se lovesc totuşi de ,,raţionalitatea'' simplă a SI (MKS).

În situaţia de azi vom admite pentru forţă corespondenţa foarte practică. :

$$1\ \mathrm{daN} = 1\ \mathrm{kgf},$$

cu o eroare sub 2%, ceea ce satisface în majoritatea cazurilor.

La fel vom admite pentru presiuni şi tensiuni mecanice (cu aceeaşi eroare sub 2%) :

$$1\mathrm{daN/cm^2} = 1\ \mathrm{bar} = 1\ \mathrm{kgf/cm^2} = 1\ \mathrm{at}\ (\text{tehnică}) = 1\ \text{megabarie} = 0{,}75\ \text{kilotorri} = 750\ \mathrm{mm\ Hg}$$

$$1\ \mathrm{daN/mm^2} = 1\ \mathrm{kgf/mm^2}$$

$$1\ \mathrm{daN/m^2} = 1\ \mathrm{mm\ H_2O}.$$

Pentru a păstra imaginea mărimii vom continua să gîndim că 1 kilogram-masă sub acţiunea gravitaţiei corespunde la 1 kilogram-greutate (-ponderitate) şi egal cu 1 decanewton SI (cu bună aproximaţie).

La cîntărire vom considera că măsurăm (comparăm) mese, ceea ce este complet just. Mai mult, la macarale vom considera că ridicăm mase, cu toate că s-a făcut calculul macaralei la forţele corespunzătoare acestei mase ; adică vom spune : macara de 10 t (masă), un camion 2500 kg (masă), o navă de 12 000 t-dw (masă) etc — pentru că ele ridică sau suportă în realitate aceste mase, şi se calculează doar la forţele corespunzătoare maselor respective în condiţiile de pe pămînt, adică 10 000 daN, 2500 daN etc.

Măsurarea directă a forţelor ridică unele probleme specifice, iar soluţiile aproximative recomandate mai sus nu mai pot fi admise de obicei. Astfel dinamometrele, aparatele de măsurat forţe (de exemplu la maşini de încercat), aparatele de măsurat presiuni (manometre etc.) nu pot fi regradate cu uşurinţă şi nici nu pot fi aruncate. Situaţia este similară şi la alte genuri de aparate cu gradaţii existente. Pentru acestea urmează să se întocmească tabele sau grafice de convertire, specifice fiecărui aparat şi care să dea imediat valorile în unităţile legale.

O problemă importantă pentru constructorii de maşinii este aceea a tipizării materialelor, de exemplu a oţelurilor : un oţel OL 50 reprezentînd actualmente un oţel cu unele limite măsurabile în kgf/mm^2 şi cu respectarea anumitor reguli de ,,intrare'' în aceste limite, cu greu primeşte o definire de corespondenţă exactă, exprimată de exemplu în daN/mm^2 (valorile nu vor fi numere întregi nici pentru mărimea nominală nici pentru limite).

O soluţie [12] este să creem în paralel un oţel OL 50/K (cu valori în kgf/mm^2, ca acum) şi un oţel OL 50/N (cu valori noi în daN/mm^2, puţin decalate ca mărimi reale faţă de cele în kgf/mm^2), inclusiv cazul cînd oţelul intră în ambele categorii OL 50/K+N. În proiectele existente se va considera OL 50 = OL 50/K, iar în desenele noi proiectantul va prescrie OL 50/N sau (pentru a ajuta consumul materialelor existente în magazii) va prescrie OL 50/KN (dacă este posibil) arătînd că este indiferent care dintre cele două categorii, suficient de apropiate, va fi folosit. Treptat OL 50/N va elimina pe OL 50/K din proiecte şi din fabricaţie, cînd se va putea reveni la notaţia OL 50.

O a doua soluţie este a defini în paralel cu OL 38, OL 42, OL 50, OL 60 (cu valori în kgf/mm^2) mărcile OL 37, OL 41, OL 49, OL 59 (cu valori în daN/mm^2) şi apropiate ca proprietăţi urmînd să se revină ulterior la OL 38, OL 42, OL 50, OL 60 în daN/mm^2, dacă se va considera necesar (modificarea în special a primelor două mărci e discutabilă, ţinînd seamă de unele proprietăţi fizico-mecanice de utilizare)

O situaţie similară este pentru forţele la probele de duritate, şi care va putea fi rezolvată satisfăcător în acelaşi mod. Soluţia a doua va fi, probabil, preferată în acest caz, deoarece reutilizează aparatele existente ca atare pînă la construcţia şi procurarea de noi aparate în industrie, însă ne vom obişnui greu a vorbi, de exemplu de HB_{2942} (cu forţa de apăsare în daN) în loc de HB_{3000} (cu forţa de apăsare în kgf), pînă vor apărea noi aparate dînd $HB_{3000/N}$ (cu forţa de apăsare de 3000 daN).

De notat că toată problema este necesar să fie tratată în acest mod mai mult pentru ordinea în fabricaţie şi garantarea produsului fabricat conform unor reguli clare, care să nu introducă dispersii suplimentare ale valorilor ca urmare metodei. Utilizatorii constructori de maşini însă rareori vor avea totuşi necesitatea de a face deosebirea între OL 50/K şi OL 50/N, duritate $HB_{3000/K}$ şi $HB_{3000/N}$ etc. — dispersia valorilor măsurate şi a proprietăţilor înseşi şi a materialelor fiind de multe ori mai mare decît aceste diferenţe de circa 2%.

Unitatea de putere. Noua unitate practică de putere în SI „kilowatt'' este utilizată suficient de mult în construcţia de maşini, în special în problemele electrotehnice de acţionări (de exemplu motoare electrice), pentru ca orice inginer mecanic să fie bine obişnuit cu corespondenţa

$$1 \text{ kW} = 1{,}36 \text{ CP}$$

$$1 \text{ CP} = 0{,}736 \text{ kW},$$

iar riglele de calcul dau această echivalenţă de peste 20 de ani.

Ordinul de mărime (cu toate că diferă cu peste 30%) se păstrează în suficientă măsură pentru a nu pierde imaginea mărimii.

Totuşi calul-putere este o unitate mult prea larg folosită pentru a fi înlocuit uşor în exprimarea curentă: de exemplu la motoarele termice (în special la automobile, nave, avioane, apoi la toate instalaţiile din industrie), reductoare de toate tipurile etc.

Soluţia ideală ar fi să admitem calul-putere în SI, definit drept cal-putere-internaţional de mărime exactă:

$$1 \text{ CPI} = 750 \text{ W}.$$

Acest cal-putere SI (CPI) ar fi cu 1,98% mai mare decît calul putere MKfS (CP) şi cu 0,575% mai mare decît calul putere englez (HP), deci avînd o apropiere cu mult mai bună de HP decît CP actual (mai mic cu 1,39% decît HP), deziderat vechi datînd de la adoptarea CP actual.

O soluţie practică de asemenea este a admite calul-putere actual ca unitate tolerată ''pînă la noi reglementări'', definit pur şi simplu de relaţia 1 CP = 0,736 kW fără legătură cu definiţia şi derivarea sa istorică din sistemul MKfS (aşa de fapt cum am admis şi caloria).

O soluţie admisibilă (cu toate că oarecum greoaie şi de compromis) este a scrie puterea în CP şi în kW. Şi după propunerea franceză, să scriem deocamdată: ...CP (...kW), apoi peste circa 10 ani: ...kW (...CP) şi peste încă circa 10 ani (o generaţie): ...kW. Vezi în Revue de Métrologie 1956/57 şi [7] manifestul „Moarte calului-putere (Delendus equus)'' semnat de 20 ingineri şi fizicieni francezi, printre care: A. Pérard, L. de Broglie, P. Nicolau, ş. a.

Desigur necesitatea pentru ingineria mecanică de a avea o unitate de putere egală sau apropiată de CP actual şi apropiată de HP englez apare suficient de raţională, iar practica tehnico-economică în acest domeniu are nevoie de această unitate încă o destul de lungă perioadă, cu toată derivarea ei nezecimală din SI. Din păcate, la ora actuală numai soluţia a treia este tolerată (şi aceasta oarecum interpretativ) de instrucţiunile în vigoare cum şi de materialele internaţionale în această problemă, deci este singura care poate fi recomandată.

Notarea poziţiilor pe scări de mărimi. Scrierea simbolului unităţii după numărul care arată mărimea se utilizează pentru „mărimi'', adică pentru „diferenţe pe scara mărimilor.'' Pentru „puncte pe scară'' se propune să se scrie simbolul înainte de numărul care indică poziţia pe scară [12], de fapt metodă parţial cunoscută şi aplicată.

În acest mod s-ar scrie, de exemplu:

a) km 35 pentru punct pe scară kilometrică (marcaje pe şosea de exemplu) şi citit „la kilometrul 35'';

b) 35 km pentru o distanţă măsurată (diferenţă pe scara kilometrică) şi citit „35 de kilometri''.

Asemănător s-ar face deosebirea între h 7 (ora 7) şi 7 h (7 ore), h7 min 35 s 25 şi 7h 35min 25s, t = °C 20 şi $\Delta t = 40°\text{C}$ sau $t = \text{K } 300$ şi $\Delta t = 40$ K etc., etc.

Domeniile pe scările de mărimi se scriu cu „...'' (trei puncte) de exemplu $\sigma = 95\ldots100$ daN/mm^2. Nu se admite „—'' (liniuţă), care poate da naştere la confuzii în expresii de forma „dacă $x = 0\ldots100\mu\text{m}$, $HB = 600\ldots400$ daN/mm^2; de asemenea nu se admite „$\div$'' (liniuţă şi două puncte) ca fiind semn englez pentru împărţire etc.

Folosirea numerelor normale şi a numerelor decadale. Pentru exprimarea numerică a mărimilor se vor prefera desigur numerele normale STAS 283—69 şi, în primul, rînd şirul R3 (1; 2; 5; 10) [14], apoi numerele de ordine decadale ale numerelor normale (numere logaritmice), cum şi numerele decadale (numere semi-logaritmice [15].

Concluzii. Utilizarea sistemului internaţional de unităţi de măsură SI nu dă naştere în construcţia de maşini la mari dificultăţi de principiu, deoarece sistemele asemănătoare CGS, MTS, MKS din care derivă SI sînt cunoscute şi utilizate de mult timp de inginerii mecanici în paralel cu sistemul tehnic MKfS.

Rămîn însă două genuri de probleme:

a) SI nu rezolvă „toate” dificultăţile sau imperfecţiunile actuale legate de unităţile de măsură şi sînt încă unele probleme „deschise”;

b) necesităţile practice şi deprinderile tradiţionale se încadrează mai greu într-un SI aplicat prea rigid (el însuşi incomplet „rodat” internaţional, adică neadaptat total la practica utilizării curente) şi astfel o serie de unităţi din vechi sisteme trebuie „admise” sau „tolerate” în continuare şi pe cît posibil „prinse în sistem”.

Cele mai importante probleme de acest fel au fost analizate pe scurt mai sus pentru o discuţie mai largă.

Pentru ajutorarea aplicării SI în construcţia de maşini (de fapt scopul principal al articolului) se dau tabelele generale necesare prelucrate atent după ultimele documente sau materiale din ţară şi străinătate.

BIBLIOGRAFIE

[1] HCM nr. 550/1961 privind sistemul de unităţi de măsură legal şi obligatoriu în RSR. „Colecţia de Hotărîri şi Dispoziţii ale Consiliului de Miniştri al RSR”, nr. 24/1961.

[2] HCM nr. 626/1968 privind sistemul de unităţi de măsură legal şi obligatoriu în RSR. „Buletinul Oficial al RSR”, nr. 46/1968.

[3] Instrucţiuni privind aplicarea SI în RSR. „Buletinul Oficial al RSR”, nr. 84/1968, „Metrologia aplicată”, nr. 7/1968.

[4] *Iscrulescu I.*, *Ispăşoiu Gh.* şi *Petrescu V.*, Sistemul internaţional de unităţi de măsură. Editura Tehnică, Bucureşti, 1970.

[5] Manea C., Unităţi de măsură. Ed. a II-a. Editura Militară, Bucureşti, 1968.

[6] *Burdun D. G.*, *Kalaşnikov V. N.* şi *Stoţchii P. L.*, Mejdunarodnaia sistema ediniţ. Izd. Vîsşaia Şcola, Moscova, 1964.

[7] *Danloux-Dumesnils M.*, Étude critique du système métrique. Gauthier-Villars, Paris, 1962.

[8] *Denis-Papin M.* şi *Vallot J.*, Métrologie générale (grandeurs et unités). Dunod, Paris, 1948.

[9] *Green M.*, International and Metric Units of Measurement. Heywood, Londra, 1962.

[10] *Padelt E.* şi *Laporte H.*, Einheiten und Grössenarten der Naturwissenschaften, Fachbuchverlag, Leipzig, 1964.

[11] *Förster H.*, Die gesetzlichen Einheiten und ihre praktische Anwendung. Fachbuchverlag, Leipzig, 1961.

[12] *Andrian Al.*, Asupra unităţilor de măsură în Construcţia de Maşini. „Standardizarea”, nr. 12/1969, p. 617/627.

[13] *Andrian Al.*, Contribuţii la analiza unităţilor unghiulare de măsură. „Buletinul Tehnic ICTCM”, nr. 3/1971.

[14] *Andrian Al.*, Contribuţii la sistematizarea seriilor de numere normale. „Buletinul Tehnic ICTCM” nr. 4/1968 p. 17/31, „Standardizarea”, nr. 1/1969, p. 1/6.

[15] *Andrian Al.*, Exprimarea măsurii mărimilor prin numerele de ordine decadale ale numerelor normale. „Standardizarea Română”, nr. 12/1970, p. 644/651.

[16] STAS 737/1-68...STAS 737/9–70. Sistemul internaţional de unităţi (SI). Unităţi de măsură.

[17] ISO/R 1000. Reguli pentru utilizarea unităţilor SI şi alegerea multiplilor şi submultiplilor zecimali ai unităţilor SI. Publicate în „Standardizarea Română”, nr. 7/1970, p. 371/379.

[18] ISO/R 31. Système International d'Unités (7 părţi).

CZ 621–585.86

Studiul cinematic al mecanismului de direcţie cu două bare transversale

Ing. Petre ALEXANDRU – Şef lucrări – Institutul politehnic-Braşov

Petre Alexandru a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov, în 1961. În prezent este şef de lucrări la acelaşi institut, şi doctorand la Institutul politehnic din Bucureşti.

Vehiculul rutier va parcurge corect o curbă dacă normalele la vitezele liniare ale roţilor se vor intersecta într-un singur punct. Pentru diferite unghiuri de bracare ale roţilor, centrele de viraj descriu curba polară a vehiculului, care indică proprietăţile timoneriei direcţiei. Compararea curbei polare practice cu curba polară teoretică indică concordanţa dintre bazele cinematice ale mersului în curbă şi soluţiile constructive alese pentru sistemul de direcţie.

Condiţia înscrierii perfecte a vehiculului în curbă, cunoscută sub denumirea de condiţia geometrică a lui Jeantaud-Ackermann [4, 19], conform figurii 1, este dată de relaţia:

$$\operatorname{ctg}\theta_e - \operatorname{ctg}\,\theta i_i = \frac{b}{L}, \tag{1}$$

unde: b este distanţa dintre pivoţii roţilor directoare;

---

* Lucrare executată sub îndrumarea prof. dr. ing. N. I. Manolescu, I. P. Bucureşti.

L — distanţa dintre osiile vehiculului;
θ_{e,i_t} — unghiurile de bracare ale roţilor directoare din exteriorul, respectiv interiorul curbei. Condiţia (1) este corectă numai în cazul ipotezelor: pivoţi dispuşi vertical şi roţi rigide transversal.

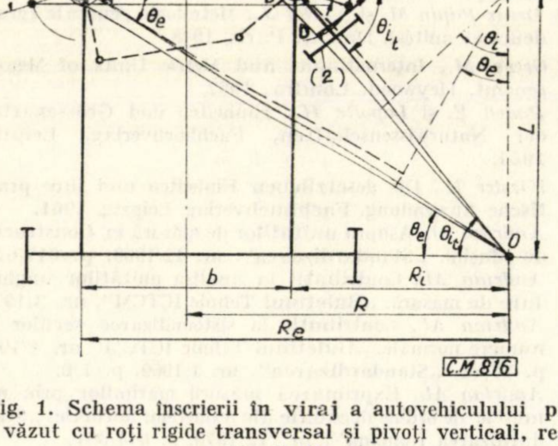


Fig. 1. Schema înscrierii în viraj a autovehiculului prevăzut cu roţi rigide transversal şi pivoţi verticali, respectiv înclinaţi.

În cazul real al pivoţilor de fuzetă dispuşi înclinaţi, Ochner [16] deduce relaţia (2), normalele la vitezele roţilor fiind acum $\overline{CO}$ şi $\overline{DO}$:

$$L.\,\mathrm{ctg}\,\theta_{e,i} - R_{e,i} - \sin R_{e,i} = r\cdot\sin\eta_0 = \mathrm{ct}, \quad (2)$$

unde: $R_{e,i}$ sînt razele de întoarcere ale vehiculului conform figurii;
r — raza cercului de direcţie (fig. 5);
η_0 — unghiul spaţial al pivotului.

Astfel conform relaţiei (2), înscrierea corectă în curbă se face dacă normalele la vitezele liniare ale roţilor, concurente în centrul de viraj, sînt tangente cercului de rază $\rho = r.\sin\,\eta_0$.

În cazul real al roţilor elastice transversal [12, 19] apar unghiurile de deviere laterală δ_1 şi δ_2 ale pneurilor (fig. 2), ceea ce face ca vehiculul să aibă altă capacitate de virare. Complexitatea acestui fenomen a dus la înregistrarea mai multor propuneri de corectare a legii (1). În lucrarea [2] sînt sistematizate propunerile Henker [12], relaţia (3); Forkel [9], relaţia (4):

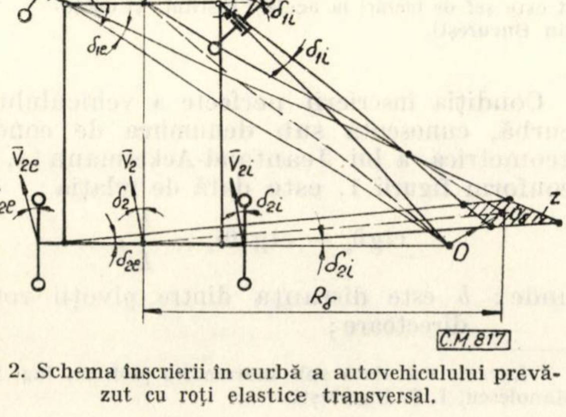


Fig. 2. Schema înscrierii în curbă a autovehiculului prevăzut cu roţi elastice transversal.

$$\theta_i = C_1 + C_2\theta_e + C_3\,\theta_e^2,\ (C_1 \cong 0{,}6\ \ldots\ 0{,}7;$$
$$C_2 \cong 0{,}8\ \ldots\ 0{,}9;\ C_3 \cong 0{,}01); \quad (3)$$

$$\mathrm{ctg}\,\theta_e\,\frac{\mathrm{ctg}\,\delta - c}{\mathrm{ctg}\,\delta + c} - \mathrm{ctg}\,\theta_i = \frac{b}{2L}\cdot\frac{\mathrm{ctg}\,\delta}{\mathrm{ctg}\,\delta + c},$$
$$\left(c = \frac{b}{L},\ \delta = \delta_i = \delta_e\right), \quad (4)$$

ca şi propunerile Gough — Shearer [10], curba (G), (fig. 3); Eberan [7], curba (E); Fiala [8], curba (*F*); Hasselgruber [11], curba (H_a). Se vede marea varietate a propunerilor, ajungîndu-s la cazuri în care unghiul θ_i este mai mare sau mai mic decît θ_{it}, dat de condiţia lui Ackermann prin curba (*A*).

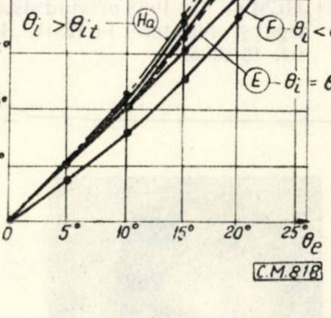


Fig. 3. Diagrama legilor propuse pentru asigurarea înscrierii corecte a autovehiculului în curbă.

Autorul în lucrarea [1], pe baza observaţiei că centrul de viraj O_δ se deplasează spre înainte, în zona de viraj *z* (fig.2), propune o corecţie a condiţiei Ackermann, conform relaţiei (5), foarte asemănătoare cu condiţia (1):

$$\mathrm{ctg}\theta_e - \mathrm{ctg}\theta_i = \frac{b}{k\cdot L}. \quad (5)$$

Coeficientul de corecţie $k \cong 1{,}2 - 1{,}25$ s-a calculat pe baza datelor experimentale privind devierea cauciucurilor, date luate din literatura de specialitate.

Făcînd calculul numeric conform tabelei 1, pentru $b/_L = 0{,}54$ şi $k = 1{,}2 - 1{,}25$, se observă suprapunerea aproape perfectă (curba *a*, fig. 3) cu legea Gough, socotită ca fiind cea mai raţională. Legea propusă impune ca centrul de viraj static O_δ să fie situat în urma osiei din spate. În timpul mersului, prin apariţia unghiurilor de deviaţie, centrul de viraj dinamic O_δ se va deplasa înainte, ocupînd poziţii

Tabela 1

θ_e°	ctg θ_e	ctg θ_i			θ_i°			
		Relaţia (1)	Rel (5), $k = 1,25$	$k = 1,2$	Relaţia (1)	$k = 1,25$	$k = 1,2$	condiţia Gough
5°	11,430	10,890	10,998	10,980	5°15	5°15′	5°15′	5°10′
10°	5,671	5,131	5,239	5,221	11°	10°45′	10°50′	10°20′
15°	3,732	3,192	3,300	3,282	17°20′	16°50′	17°00′	16′20′
20°	2,747	2,207	2,315	2,297	24°20′	23°20′	23°30′	22°45′
25°	2,144	1,604	1,712	1,694	32°	30°15′	30°30′	29°35′
30°	1,732	1,192	1,300	1,282	40°	37°35′	37°55′	37°25′

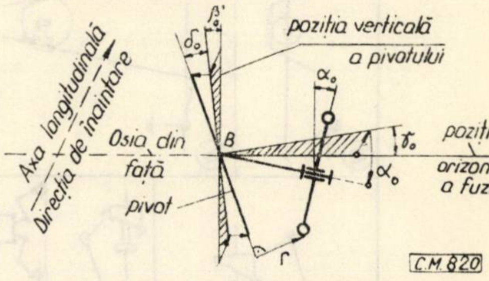


Fig. 5. Schema unghiurilor de poziţie a pivotului şi roţilor directoare.

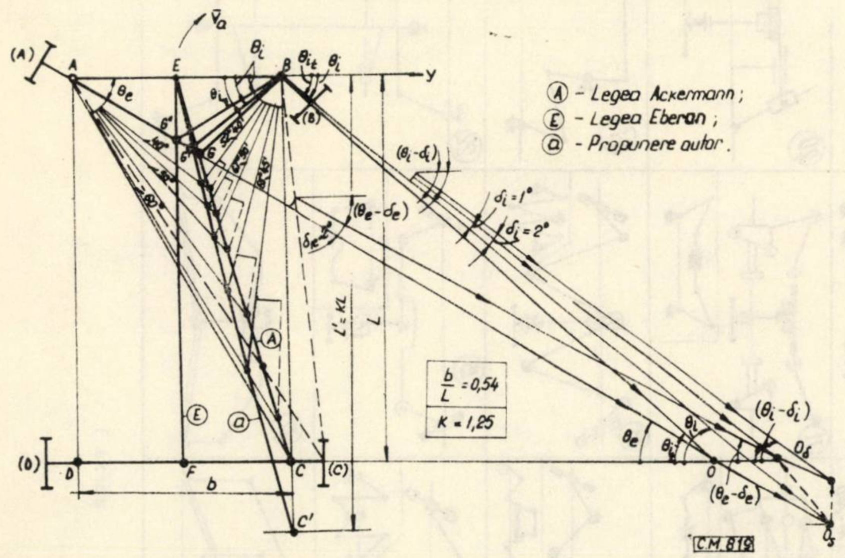


Fig. 4. Schema înscrierii în curbă a autovehiculului după condiţia propusă de autor în comparaţie cu condiţia Ackermann şi Eberan.

cît mai apropiate de linia osiei din spate, micşorîndu-se astfel patinările (fig. 4). Se cunoaşte că Elsner [4] repune condiţia (1) sub forma intersecţiei dreptelor $\overline{AO}$ şi $\overline{BG}$ (duse din pivoţii A, B sub unghiurile $\hat{A} = \theta_e$ şi $\hat{B} = \theta_i = \theta_{i_t}$) în punctul G pe diagonala $\overline{EC}$ a semibazei. Pentru condiţia Eberan ($\theta_i = \theta_e$, paralelogram de direcţie) intersecţia va fi pe axa $\overline{EF}$, iar pentru propunerea autorului pe dreapta $\overline{EC}'$, unde $\overline{BC}' = L' = k.L$. Schimbarea caracteristicii L cu L', adică înlocuirea lui $G \in \overline{EC}$ cu $G' \in \overline{EC}$, face ca centrul de viraj static O_s să aparţină liniei $\overline{C'O_s}$.

După condiţia (1), se observă că, pentru valoarea θ_e limită:

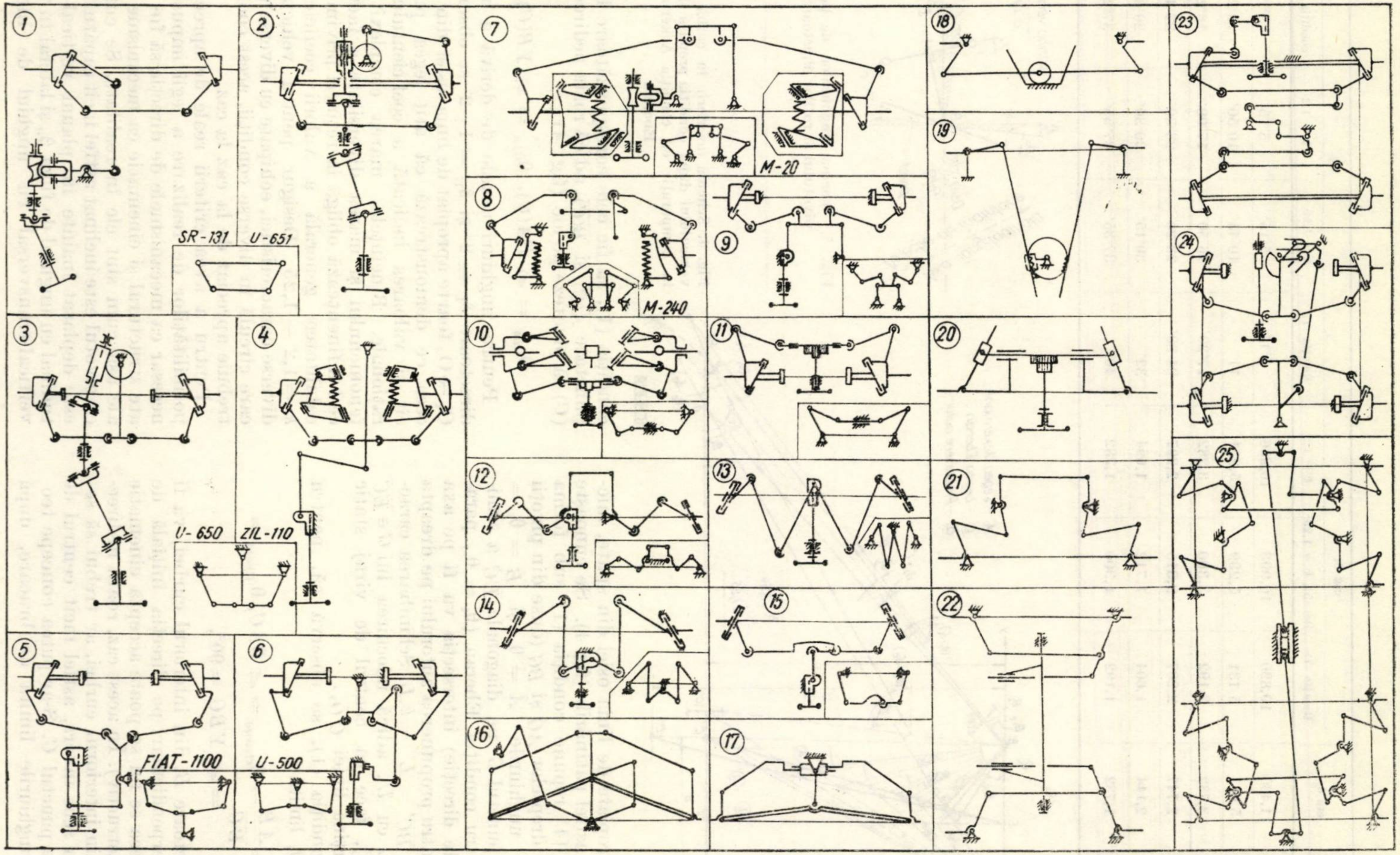
$$\operatorname{ctg}\theta_e = \frac{\overline{AB}}{\overline{BC}} \rightarrow \theta_{e_{limită}} = \sphericalangle BAC,\ \theta_{i_{limită}} = \sphericalangle YBC = 90°,$$

roata directoare B, din interiorul curbei, va fi aşezată perpendicular pe direcţia iniţială de mişcare, ceea ce nu se poate accepta cinematic (şi nici constructiv). În acest caz, roata nedirectoare C, din interiorul curbei, ar trebui să se rotească în sens invers, astfel încît centrul de viraj să fie punctul C. S-ar putea concepe teoretic ca unghiurile limită de bracare, după condiţia (1), să fie cele corespunzătoare liniilor punctate $\overline{A(C)}$ şi $\overline{B(C)}$, adică roata nedirectoare (C) să pivoteze pe loc (fig. 4):

$$\theta_{e_{lim}} = \sphericalangle BA(C),\ \theta_{i_{lim}} = \sphericalangle YB(C).$$

Pentru unghiuri uzuale de derivă a roţilor directoare $\delta_{1_e} \cong 2°$ şi $\delta_{1_i} = 1-2°$ se observă că $O_s \rightarrow O_\delta$ foarte apropiat de linia osiei din spate, ceea ce demonstrează că atît legea propusă cît şi valoarea indicată a coeficientului sînt raţionale. Bineînţeles marea complexitate a fenomenului şi marea diversitate a factorilor ce-l influenţează obligă la reţineri privind aplicabilitatea generală a valorii coeficientului $k = 1,2 - 1,25$. Desigur pentru vehicule cu diverse caracteristici, echipate cu diverse pneuri care circulă în diverse condiţii, acest coeficient trebuie apreciat de la caz la caz.

Pentru a avea criterii reale de apreciere a posibilităţilor de realizare a legii impuse este necesar ca mecanismele de direcţie să fie studiate structural şi cinematic ca mecanisme spaţiale aşa cum sînt ele în realitate. Se cunoaşte că pivotul este înclinat astfel încît capătul de jos este deplasat înainte în planul vertical-longitudinal cu unghiul de fugă β_0 şi lateral în planul vertical-transversal cu unghiul de înclinare


SR-131
U-651
M-20
M-240
U-650
ZIL-110
FIAT-1100
U-500

anexa 1

laterală δ_0 (fig. 5). De asemenea fuzeta este înclinată cu unghiurile de cădere α_0 și de convergență γ_0.

În lucrarea [13] se face o analiză structurală completă a mecanismelor din sistemul de direcție. În anexa 1 se sistematizează mecanismele sistemului de direcție, reprezentate corect ca mecanisme spațiale. Schemele *1* și *2* reprezintă sisteme de direcție cu trapez nedivizat. Schemele *3 — 6* constituie sisteme de direcție cu trapez divizat (patrulatere de direcție) avînd două bare de direcție transversale și o pîrghie oscilantă. Schemele *7 — 9* reproduc sisteme de direcție cu trei bare de direcție. Schemele *10* și *11* redau sisteme de direcție avînd trapez de direcție cu cremalieră. Schemele *12 — 21* redau sisteme de direcție speciale, propuse de diverși cercetători sau brevete de invenții. În sfîrșit schemele *22 — 25* redau sisteme de direcție pentru vehicule cu două sau patru punți directoare.

1. *Studiul cinematic al trapezului de direcție plan cu două bare transversale*

În lucrarea [14] se studiază trapezul de direcție *nedivizat* (cu o bară transversală), folosit la vehicule cu suspensie neindependentă. Utilizînd schema din figura 6, parametrii cunoscuți sînt lungimile elementelor L și unghiul de poziție inițială φ_0 al pîrghiilor de direcție. Alegînd drept parametru independent unghiul θ_e de rotire al roții din exteriorul curbei, legată de pîrghia *1*, va rezulta unghiul de rotire θ_i al roții din interiorul curbei, legată de pîrghia *2*.

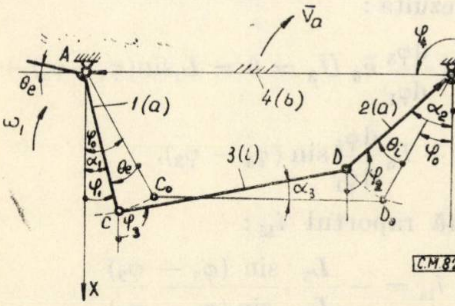


Fig. 6. Schema de studiu cinematic a trapezului de direcție plan cu o bară transversaă.

Ecuația conturului poligonal închis a trapezului ipotetic plan :

$$L_1\overline{U}_1 + L_3\overline{U}_3 + L_2\overline{U}_2 + L_4\overline{U}_4 = 0 = > A + B\cos\alpha_2 + C\sin\alpha_2 = 0$$

are soluția (6) și raportul de transmitere (7) :

$$\cos\alpha_2 = \cos(\varphi_0 + \theta_i) = -\frac{A\cdot B + C\sqrt{B^2 + C^2 - A^2}}{B^2 + C^2}; \tag{6}$$

$$i_{12} = \frac{\cos(\alpha_2 + \alpha_3)}{\cos(\alpha_1 - \alpha_3)} = \frac{\cos(\varphi_0 + \theta_i + \alpha_3)}{\cos(\varphi_0 - \theta_e - \alpha_3)}. \tag{7}$$

În relații :

$$L_1 = L_2 = a;\ L_3 = l;\ L_4 = b;\ \alpha_1 = \varphi_0 + \theta_e;$$

$$\alpha_2 = \varphi_0 + \theta_i;\ \sin\varphi_0 = \frac{b - l}{2\,a}.$$

Coeficienții sînt dați de expresiile (6′) iar unghiul barei 3 de (7′) :

$$A = L_1^2 + L_2^2 + L_4^2 - L_3^2 - 2L_1L_4\sin\alpha_1 = 2a^2 + b^2 - l^2 - 2\mathrm{ab}\sin(\varphi_0 - \theta_e);$$

$$B = -2l_1l_2\cos\alpha_1 = -2a^2\cos(\varphi_0 - \theta_e); \tag{6′}$$

$$C = 2L_2(L_1\sin\alpha_1 - L_4) = 2a\,[\mathrm{a}\sin(\varphi_0 - \theta_e) - b],$$

$$\cos\alpha_3 = -\frac{1}{l}[a(\sin\alpha_1 + \sin\alpha_2) + b]. \tag{7′}$$

Pentru trapezul *divizat* plan cu două bare transversale se impune rezolvarea a două contururi poligonale închise (fig. 7), formînd fiecare cîte un patrulater de direcție. Din primul contur (*I*) se va determina unghiul de oscilație θ al pîrghiei mijlocii *5*, în funcție de unghiul de rotire θ_e al roții *1* din exteriorul curbei, iar din conturul al doilea (*II*) se determină unghiul de rotire θ_i al roții directoare *2* din interiorul curbei, în funcție de unghiul de oscilație θ. Rezultă astfel corelația $\theta_i = f(\theta_e)$. Pentru înțelegerea mai bună a metodei se pot consulta lucrările [15, 17, 20].

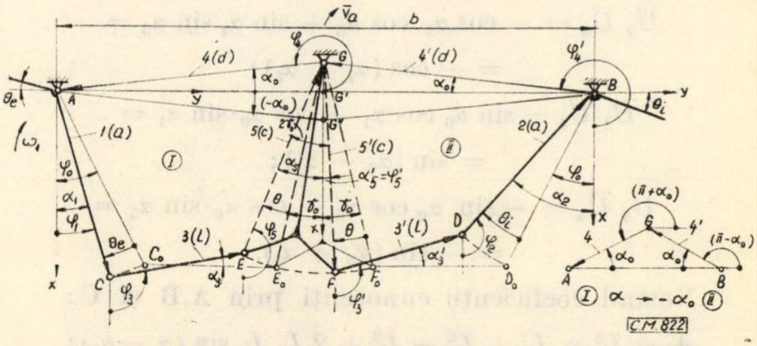


Fig. 7. Schema de studiu cinematic al trapezului de direcție plan cu două bare transversale și pîrghie oscilantă dispusă în față.

Poziția inițială neutră $AC_0E_0F_0D_0B$ este definită de parametrii φ_0, γ_0, α_0, sistemul fiind rectangular cu axele paralele cu axele longitudinală, transversală și verticală ale autovehiculului :

$$\measuredangle XAC_0 = \varphi_0 = \measuredangle XBD_0;$$

$$\measuredangle XGE_0 = \gamma_0 = \measuredangle XGF_0;$$

$$\measuredangle YAG = \alpha_0 = \measuredangle(-Y)BG;$$

$$L_1 = \mathrm{a} = L_2;\quad L_3 = l = l_3';$$

$$L_4 = b/2\cos\alpha_0 = l_4';\quad \sin\varphi_0 = (b/2 - l - \mathrm{c}\cdot\sin\gamma_0)/a.$$

Ecuaţia de contur *I*, *ACEGA*, conţine : $\varphi_1 = \alpha_1 = \varphi_0 - \theta_e$; $\varphi_3 = \frac{\pi}{2} + \alpha_3$; $\varphi_5 = \pi - \alpha_5 = \pi - (\gamma_0 + \theta)$; $\varphi_4 = \frac{3\pi}{2} + \alpha_0$:

$$\Sigma L_i \overline{U}_i = L_1 \overline{U}_1 + L_3 \overline{U}_3 + L_5 \overline{U}_5 + L_4 \overline{U}_4 = 0.$$

Unghiurile φ_i se măsoară în sens trigonometric de la axa x, orientată pozitiv. Versorii direcţiilor sînt daţi de expresiile :

$$\overline{U}_1 = \bar{i} \cos \varphi_1 + \bar{j} \sin \varphi_1 = \bar{i} \cos (\varphi_0 - \theta_e)) + \bar{j} \sin (\varphi_0 - \theta_e) ;$$

$$\overline{U}_3 = \bar{i} \cos \varphi_3 + \bar{j} \sin \varphi_3 = - \bar{i} \sin \alpha_3 + \bar{j} \cos \alpha_3 ;$$

$$\overline{U}_5 = \bar{i} \cos \varphi_5 + \bar{j} \sin \varphi_5 = - \bar{i} \cos (\gamma_0 + \theta) + \bar{j} \sin (\gamma_0 + \theta) ;$$

$$\overline{U}_4 = \bar{i} \cos \varphi_4 + \bar{j} \sin \varphi_4 = \bar{i} \sin \alpha_0 - \bar{j} \cos \alpha_0.$$

Eliminînd parametrul α_3, prin ridicarea la pătrat, se obţine relaţia :

$$L_1^2 + L_5^2 + L_4^2 + 2 L_1 L_5 \overline{U}_1 \overline{U}_5 + 2 L_1 L_4 \overline{U}_1 \overline{U}_4 + 2 L_5 L_4 \overline{U}_5 \overline{U}_4 = L_3^2,$$

în care produsele versorilor sînt :

$$\overline{U}_1 \overline{U}_5 = - \cos \alpha_1 \cos \alpha_5 + \sin \alpha_1 \sin \alpha_5 = - \cos (\alpha_1 + \alpha_5) ;$$

$$\overline{U}_1 \overline{U}_4 = \sin \alpha_0 \cos \alpha_1 - \cos \alpha_0 \cdot \sin \alpha_1 = \sin (\alpha_0 - \alpha_1) ;$$

$$\overline{U}_4 \overline{U}_5 = - \sin \alpha_0 \cos \alpha_5 - \cos \alpha_0 \cdot \sin \alpha_5 = - \sin (\alpha_0 + \alpha_5).$$

Notînd coeficienţii cunoscuţi prin A,B şi C :

$$A = L_1^2 + L_5^2 + L_4^2 - L_3^2 + 2 L_1 L_4 \sin (\alpha_0 - \alpha_1) ;$$

— termenul liber

$$B = - 2L_5(L_1 \cos \alpha_1 + L_4 \cdot \sin \alpha_0) ; \qquad (8')$$

— coeficientul lui cos α_5 ;

$$C = 2 L_5 (L_1 \sin \alpha_1 - L_4 \cdot \cos \alpha_0) ;$$

— coeficientul lui sin α_5,

rezultă ecuaţia şi soluţia (8) :

$$A + B \cos \alpha_5 + C \sin \alpha_5 = 0 ; \cos \alpha_5 = \cos (\gamma_0 + \theta) = \frac{-A \cdot B - C \sqrt{B^2 + C^2 - A^2}}{B^2 + C^2}. \qquad (8)$$

În conturul *II*, *GFDBG* :

$$\varphi_5' = \gamma_0 - \theta = \alpha_5' ; \quad \varphi_2 = \pi - \alpha_2 = \pi - (\varphi_0 + \theta_i) ; \ \varphi_4' = \frac{3\pi}{2} - \alpha_0 ;$$

$$\Sigma L_i \overline{U}_i = L_5 \overline{U}_5' + L_3 \overline{U}_3' + L_2 \overline{U}_3 + L_4 \overline{U}'_4 = 0 ;$$

$$\overline{U}_5' = \bar{i} \cos \alpha_5' + \bar{j} \sin \alpha_5' = \bar{i} \cos (\gamma_0 - \theta) + \bar{j} \sin (\gamma_0 - \theta) ; \qquad (9')$$

$$\overline{U}_3' = - \bar{i} \sin \alpha_3' + \bar{j} \cos \alpha_3' ;$$

$$\overline{U}_2 = - \bar{i} \cos \alpha_2 + \bar{j} \sin \alpha_2 = - \bar{i} \cos (\varphi_0 + \theta_i) + \bar{j} \sin (\varphi_0 + \theta_i) ;$$

$$U_4' = - \bar{i} \sin \alpha_0 - \bar{j} \cos \alpha_0.$$

Vor rezulta coeficienţii [în loc de $\alpha_0(8')$ apare $- \alpha_0''(9')$] şi soluţia (9) :

$$A' = L_5^2 + L_2^2 + L_4^2 - L_3^2 - 2L_5 L_4 \sin(\alpha_5' + \alpha_0) ;$$

$$B' = - 2 \mathrm{L}_2 (L_5 \cos \alpha_5' - L_4 \cdot \sin \alpha_0) ;$$

$$C' = 2 L_2 (L_5 \sin \alpha_5' - L_4 \cdot \cos \alpha_0) ;$$

$$\cos \alpha_2 = \cos (\varphi_0 + \theta_i) = - \frac{A' \cdot B' + C' \sqrt{B'^2 + C'^2 - A'^2}}{B'^2 + C'^2}. \qquad (9)$$

Raportul de transmitere i_{15}, în conturul *ACEGA*, se determină prin derivarea ecuaţiei de contur în raport cu parametrul $\varphi_1 \equiv \alpha_1$:

$$L_1 \bar{e}_1 + L_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \bar{e}_3 + L_5 \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1} \bar{e}_5 \equiv 0.$$

Înmulţind cu versorul $\bar{u}_3$, datorită faptului că $\overline{U}_3 \bar{e}_3 = 0$, rezultă :

$$L_1 \bar{e}_1 \overline{U}_3 + L_5 \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1} \bar{e}_5 \overline{U}_3 = 0 = L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + L_5 \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1} \sin (\varphi_5 - \varphi_3).$$

Astfel rezultă raportul i_{15} :

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi_5} = i_{15} = - \frac{L_5}{L_1} \cdot \frac{\sin (\varphi_5 - \varphi_3)}{\sin (\varphi_1 - \varphi_3)} = \frac{L_5 \cos (\alpha_5 + \alpha_3)}{L_1 \cos (\alpha_1 - \alpha_3)} = \frac{L_5 \cos (\gamma_0 + \theta + \alpha_3)}{L_1 \cos (\varphi_0 - \theta_e - \alpha_3)}. \qquad (10)$$

Valoarea unghiului α_3 se deduce din ecuaţia de contur avînd egalitatea :

$$\overline{U}_3 = - \bar{i} \sin \alpha_3 + \bar{j} \cos \alpha_3 = - \frac{L_1 \overline{U}_1 + L_5 \overline{U}_5 + L_4 \overline{U}_4}{L_3} ;$$

$$\cos \alpha_3 = - \frac{1}{L_3} (L_1 \sin \alpha_1 + L_5 \sin \alpha_5 - L_4 \cos \alpha_0). \qquad (10')$$

În mod asemănător, în conturul *GFDBG* raportul i_{52} devine :

$$i_{52} = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_2} = \frac{L_2}{L_5} \cdot \frac{\cos(\alpha_2 + \alpha_3')}{\cos (\alpha_5' - \alpha_3')} = \frac{L_2}{L_5} \cdot \frac{\cos (\varphi_0 + \theta_i + \alpha'_3)}{\cos (\gamma_0 - \theta - \alpha_3')} \qquad (11)$$

unde :

$$\sin \alpha_3' = \frac{1}{L_3}(L_5 \cos \alpha_5' - L_2 \cos \alpha_2 - L_4 \sin \alpha_0). \tag{11'}$$

Raportul global de la roata directoare din exteriorul curbei la roata din interiorul curbei, adică raportul i_{12}, avînd $L_2 = L_1$, este :

$$i_{12} = i_{15} \cdot i_{52} = \frac{\cos(\gamma_0 + \theta + \alpha_3)}{\cos(\varphi_0 - \theta_e - \alpha_3)} \cdot \frac{\cos(\varphi_0 + \theta_i + \alpha_3')}{\cos(\gamma_0 - \theta - \alpha_3')}. \tag{12}$$

Dacă pîrghia oscilantă 5 este articulată în G', pe osia din faţă, $\alpha_0 = 0$, iar dacă este articulată în G'' (în spatele osiei din faţă), în relaţiile (8′, 9′, 10′, 11′) trebuie înlocuit α_0 cu „$-\alpha_0$". Valorile θ_i rezultate din expresiile (6, 8, 9,) se compară cu cele din relaţiile (1,5), iar valorile i_{12} rezultate din expresiile (7, 12) se compară cu cele rezultate din derivarea expresiei (1, 5) :

$$-\frac{1}{\sin^2 \theta_e} \cdot \frac{d\,\theta_e}{d\theta_{i_t}} + \frac{1}{\sin^2 \theta_{i_t}} = 0 => i_{12t} = \\ = \frac{d\,\theta_e}{d\theta_{i_l}} = \frac{\sin^2 \theta_e}{\sin^2 \theta_{i_t}}. \tag{13}$$

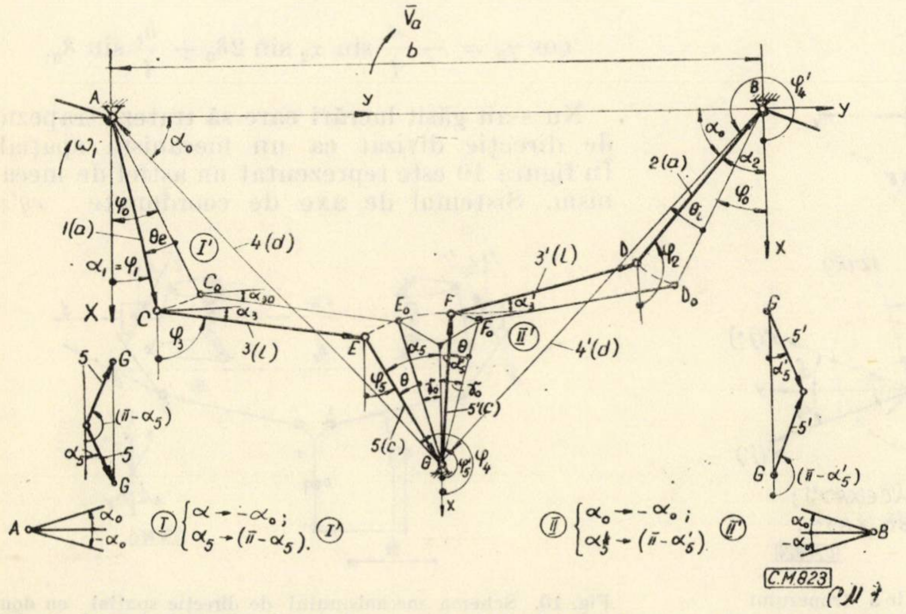

$\bar{V}_a$
b
A
y
ω_1
α_0
φ_0
1(a)
θe
(I')
4(d)
$\alpha_1 = \varphi_1$
C_0
α_{30}
X
C
α_3
φ_3
3(l)
5
G
$(\pi-\alpha_5)$
α_5
5
G
A
α_0
$-\alpha_0$
(I) $\alpha \to -\alpha_0$; $\alpha_5 \to (\pi-\alpha_5)$. (I')
E_0
F
E
α_5
φ_5
θ
γ_0
F_0
(II')
α_5'
5'(C)
5(C)
G
φ_5'
φ_4
x
3'(l)
α_3'
4'(d)
D
φ_2
D_0
2(a)
θ_i
φ_0
α_2
α_0
B
φ_4'
Y
X
G
5'
α_5'
5'
G
$(\pi-\alpha_5')$
(II) $\alpha_0 \to -\alpha_0$; $\alpha_5' \to (\pi-\alpha_5')$ (II')
α_0
$-\alpha_0$
B
C.M823

Fig. 8. Schema de studiu cinematic a trapezului de direcţie plan cu două bare transversale şi pîrghie oscilantă dispusă în spate.

În cazul trapezului de direcţie cu *pîrghia oscilantă în spatele trapezului* (fig. 8), mişcarea se transmite în mod asemănător, de la această pîrghie, la roata din stînga şi la roata din dreapta. Interesînd însă relaţia dintre poziţiile celor două roţi, se ia ca element conducător – roata din stînga şi element condus final-roata din dreapta. Pîrghia oscilantă va fi astfel element condus în patrulaterul din stînga şi element conducător în patrulaterul din dreapta. Se vor folosi aceiaşi parametri :

$$\sphericalangle XAC_0 = \varphi_0 = \sphericalangle XBD_0;$$

$$\sphericalangle(-X)GE_0 = \gamma_0 = \sphericalangle(-X)GF_0;$$

$$\sphericalangle YAG = \alpha_0 = \sphericalangle(-Y)BG;$$

$$L_1 = \mathrm{a} = L_2; \quad L_3 = l = L_3'; \quad L_5 = C = L_5';$$

$$\overline{AB} = b; \quad \sin \varphi_0 = \frac{1}{a}[b/2 - C \sin \gamma_0 - \\ - l \cos \alpha_{30}].$$

În unghiul de poziţie al barelor transversale α_3 poate să intre şi α_{30}, o constantă iniţială (barele pot să nu fie iniţial paralele cu $\overline{AB}$).

În conturul I', $ACEGA$: $\varphi_1 = \alpha_1 = \varphi_0 - \theta_e$;

$$\varphi_3 = \frac{\pi}{2} - \alpha_3; \quad \varphi_5 = \alpha_5; \quad \varphi_4 = \frac{3\pi}{2} - \alpha_0;$$

$$\Sigma L_i \overline{U}_i = L_1 \overline{U}_1 + L_3 \overline{U}_3 + L_5 \overline{U}_5 + L_4 \overline{U}_4 = 0 = \\ = A + B \cos \alpha_5 + C \sin \alpha_5.$$

Notînd parametrii [în (8′) $\alpha_0 \to$ „$-\alpha_0$", $\alpha_5 \to (\pi - \alpha_5)$], rezultă :

$$A = L_1^2 + L_5^2 + L_4^2 - L_3^2 - 2L_1 L_4 \sin(\alpha_1 + \alpha_0);$$

$$B = 2L_5(L_1 \cos \alpha_1 - L_4 \cdot \sin \alpha_0); \tag{14'}$$

$$C = 2L_5(L_1 \sin \alpha_1 - L_4 \cdot \cos \alpha_0).$$

Ecuaţia finală şi soluţia au formele cunoscute :

$$\cos \alpha_5 = \\ = \frac{A \cdot B + C\sqrt{B^2 + C^2 - A^2}}{B^2 + C^2} \tag{14}$$

În conturul II, $GFDBG$:

$$\varphi_5' = \pi - \alpha_5';$$

$$\varphi_3' = \frac{\pi}{2} + \alpha_3'; \quad \varphi_2 = \pi - \alpha_2;$$

$$\varphi_4' = \frac{3\pi}{2} + \alpha_0.$$

Înlocuind în relaţiile (9′)

$$\alpha_5' \to (\pi - \alpha_5'),$$

$$\alpha_0 \to (-\alpha_0),$$

rezultă :

$$A' = L_5^2 + L_2^2 + L_4^2 - L_3^2 - 2L_5 L_4 \sin(\alpha_5' + \alpha_0);$$

$$B' = 2L_2(L_5 \cos \alpha_5' - L_4 \cdot \sin \alpha_0); \tag{15'}$$

$$C' = 2L_2(L_5 \sin \alpha_5' - L_4 \cdot \cos \alpha_0);$$

$$\cos \alpha_2 = \cos(\varphi_0 + \theta_i) = \\ = -\frac{A' \cdot B' + C'\sqrt{B'^2 + C'^2 - A'^2}}{B'^2 + C'^2}. \tag{15}$$

Raportul global i_{12} va fi dat de relația (16):

$$i_{12}=\frac{\cos(\gamma_0+\theta+\alpha_3)}{\cos(\varphi_0-\theta_e-\alpha_3)}\cdot\frac{\cos(\varphi_0+\theta_i+\alpha_3')}{\cos(\gamma_0+\theta-\alpha'_3)}, \tag{16}$$

unde:

$$\sin\alpha_3=-\frac{1}{L_3}(L_1\cos\alpha_1+L_5\cos\alpha_5+L_4\sin\alpha_0);$$

$$\sin\alpha_3'=-\frac{1}{L_3}(l_5\cos\alpha_5'+L_2\cos\alpha_2'+L_4\sin\alpha_0). \tag{16'}$$

2. *Studiul cinematic al trapezului de direcție spațial cu două bare transversale*

Lucrările care tratează cinematica trapezului de direcție privindu-l ca un mecanism spațial sînt extrem de reduse. Aceasta se datorește fie complexității relațiilor de calcul ale trapezului spațial, îndeosebi dacă nu se aplică metode adecvate, fie necunoașterii acestor metode, fie erorii reduse care se face prin considerarea trapezului de direcție ca un mecanism plan. Din cele trei cauze, numai ultima poate fi rațională, dar pentru a aprecia valoarea erorii trebuie să se cunoscă expresiile de calcul cinematic ale trapezului spațial. Pentru aceasta este necesar să se facă un calcul comparativ și să se aprecieze diferențele, atît calitativ cît și cantitativ.

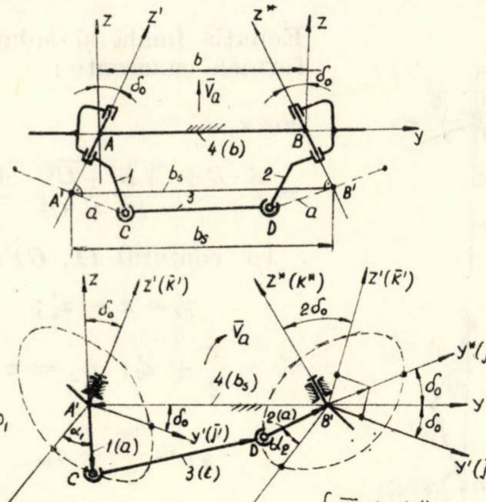


Fig. 9. Schema de studiu cinematic a trapezului de direcție spațial cu o bară transversală.

Se amintesc lucrările [5, 18], care tratează trapezul de direcție nedivizat prin metoda proiecției ortogonale (introduc însă parametri neutili), și lucrările [9, 16], care utilizează geometria sferică (rezultă însă expresii complicate). În lucrarea [14] se tratează trapezul spațial nedivizat (fig. 9) prin metoda vectorială a rezolvării conturului poligonal închis, rezultînd expresiile:

$$\cos\alpha_2=\frac{-A\cdot B+C\sqrt{B^2+C^2-A^2}}{B^2+C^2}=$$

$$=\cos(\varphi_{0s}+\theta_i); \tag{17}$$

$$i_{12}=\frac{\cos\alpha_3\cdot\cos\alpha_2+\cos\beta_3\cdot\cos\alpha_2\cos 2\delta_0+\cos\gamma_3\cos\alpha_2\sin 2\delta_0}{\sin\alpha_1\cos\alpha_3-\cos\alpha_1\cdot\cos\beta_3}. \tag{18}$$

În relații: $\alpha_1=\varphi_{0s}-\theta_e$; $\sin\varphi_{0s}=$ $=\dfrac{b_s-l}{2\,a\cos\delta_0}$; $b_s=b+2\overline{AA'}\cdot\sin\delta_0$ și:

$$\left\{\begin{aligned}&A=2a^2+b_s^2-l^2-2ab_s\sin\alpha_1\cos\delta_0;\\&\qquad\alpha_1=\varphi_{0s}-\theta_e;\ \alpha_2=\varphi_{0s}+\theta_i;\\&B=-2a^2{}_s\cos\alpha_1=-2a^2\cos(\varphi_{os}-\theta_e);\\&C=2a(a\sin\alpha_1\cos 2\delta_0-b_s\cos\delta_0);\end{aligned}\right. \tag{17'}$$

$$\cos\alpha_3=-\frac{a}{l}(\cos\alpha_1-\cos\alpha_2);$$

$$\cos\beta_3=-\frac{a}{l}(\sin\alpha_1+\sin\alpha_2\cos 2\delta_0)+$$

$$+\frac{b_s}{l}\cos\delta_0; \tag{18'}$$

$$\cos\gamma_3=-\frac{a}{l}\sin\alpha_2\sin 2\delta_0+\frac{b_s}{l}\sin\delta_0.$$

Nu s-au găsit lucrări care să trateze trapezul de direcție divizat ca un mecanism spațial. În figura 10 este reprezentat un astfel de mecanism. Sistemul de axe de coordonate $xy'z'$ (respectiv xy^*z^*) cu axele înclinate față de direcția inițială (pivot vertical), cu unghiurile de înclinare laterală δ_0, are axa x paralelă cu axa longitudinală a vehiculului. Axa y fiind paralelă cu axa osiei din față, iar axa z fiind verticală, întregul sistem $xy'z'$ (respectiv xy^*z^*) este rotit cu unghiul δ_0 în jurul axei longitudinale-ori-

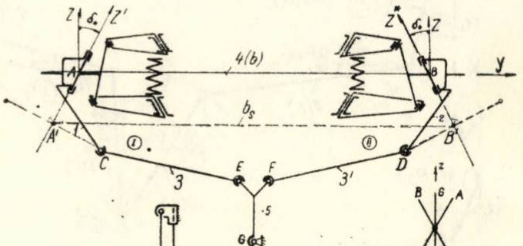


Fig. 10. Schema mecanismului de direcție spațial cu două bare transversale și a suspensiei independente corespunzătoare.

zontale x. Parametrii trapezului spaţial devin:

$$b_s = b + 2\overline{AA}'\sin\delta_0;\ d = b_s/2\cos\alpha_0;\ \varphi_{0s} \cong$$

$$\cong \arcsin\left(\frac{\frac{b_s}{2} - c\sin\gamma_0 - 1}{a\cos\delta_0)}\right).$$

În ecuaţia conturului I, lucrînd în sistemul $xy'z'$,

$$L_1\overline{U}_1 + L_3\overline{U}_3 + L_5\overline{U}_5 + l_4\overline{U}_4 = 0,$$

versorii de poziţie ai elementelor au următoarele expresii:

$$\overline{U}_1 = \overline{i}\cos\alpha_1 + \overline{j}'\sin\alpha_1;\ \overline{U}_1 \in (XA'Y');$$

$$\alpha_1 = \varphi_{0s} - \theta_e;$$

$$\overline{U}_3 = \overline{i}\cos\alpha_3 + \overline{j}'\cos\beta_3 + \overline{K}'\cos\gamma_3;$$

$$\overline{U}_5 = -\overline{i}\cos\alpha_5 + \overline{j}\sin\alpha_5 = -\cos\alpha_5\,\overline{i} +$$

$$+ \sin\alpha_5(\cos\delta_0\,\overline{j}' + \sin\delta_0\,\overline{K}');\ \overline{U}_5 \in (XGY);$$

$$\alpha_5 = \gamma_0 + \theta;$$

$$\overline{U}_4 = \overline{i}\sin\alpha_0 - \overline{j}\cos\alpha_0 = \sin\alpha_0\overline{i} -$$

$$- \cos\alpha_0(\cos\delta_0\,\overline{j} + \sin\delta_0\,\overline{K}').$$

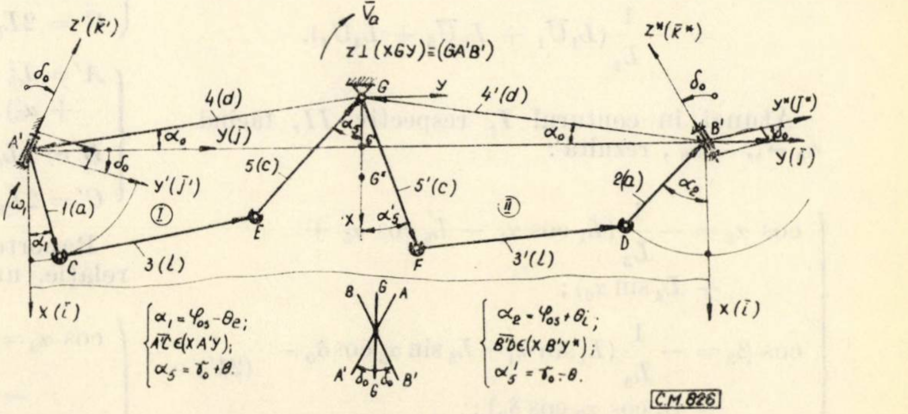


Fig. 11. Schema de studiu cinematic a trapezului de direcţie spaţial cu două bare transversale şi pîrghie oscilantă dispusă în faţă.

Eliminînd versorul $\overline{U}_3$, apar produsele scalare:

$$\overline{U}_1\overline{U}_5 = -\cos\alpha_1\cos\alpha_5 + \sin\alpha_1\cos\delta_0\sin\alpha_5;$$

$$\overline{U}_1\overline{U}_4 = \cos\alpha_1\sin\alpha_0 - \sin\alpha_1\cos\delta_0\cos\alpha_0;$$

$$\overline{U}_5\overline{U}_4 = -\sin\alpha_0\cos\alpha_5 - \cos\alpha_0\sin\alpha_5 =$$

$$= -\sin(\alpha_0 + \alpha_5).$$

Notînd parametrii:

$$A = L_1^2 + L_5^2 + L_4^2 - L_3^2 -$$

$$- 2L_1L_4(\sin\alpha_1\cos\delta_0\cos\alpha_0 - \cos\alpha_1\sin\alpha_0);$$

$$B = -2L_5(L_1\cos\alpha_1 + L_4\sin\alpha_0)$$

— coeficientul lui $\cos\alpha_5$;

$$C = 2L_5(L_1\sin\alpha_1\cos\delta_0 - L_4\cos\alpha_0)$$

— coeficientul lui $\sin\alpha_5$,

va rezulta ecuaţia finală de aceeaşi formă;

$$A + B\cos\alpha_5 + C\sin\alpha_5 = 0.$$

În conturul II, în ecuaţia vectorială (în sistemul xy^*z^*):

$$L_5\overline{U}'_5 + L_3\overline{U}'_3 + L_2\overline{U}_2 + L_4\overline{U}'_4 = 0,$$

versorii vor fi daţi de relaţiile:

$$\overline{U}'_5 = \overline{i}\cos\alpha'_5 + \overline{j}\sin\alpha'_5 = \cos\alpha'_5\,\overline{i} +$$

$$+ \sin\alpha'_5(\cos\delta_0\,\overline{j}^* - \sin\delta_0\,\overline{K}^*);\ \alpha'_5 = \gamma_0 - \theta;$$

$$\overline{U}'_3 = \overline{i}\cos\alpha'_3 + \overline{j}^*\cos\beta'_3 + \overline{K}^*\cos\gamma'_3;$$

$$\overline{U}_2 = -\overline{i}\cos\alpha_2 + \overline{j}^*\sin\alpha_2;\ \alpha_2 = \varphi_{0s} + \theta_i;$$

$$\overline{U}_2 \in (XB'Y') \perp Z^*;$$

$$\overline{U}'_4 = -\sin\alpha_0\,\overline{i} - \cos\alpha_0\,\overline{j} = -\sin\alpha_0\overline{i} -$$

$$- \cos\alpha_0(\cos\delta_0\,\overline{j}^* - \sin\delta_0\,\overline{K}^*).$$

Atunci coeficienţii rezultînd din produsele $\overline{U}'_5\overline{U}'_4$; $\overline{U}'_5\overline{U}_2$; $\overline{U}_2\overline{U}'_4$ vor fi;

$$A' = L_5^2 + L_2^2 + L_4^2 - L_3^2 - 2L_5L_4\sin(\alpha_0 + \alpha'_5);$$

$$B' = -2L_2(L_5\cos\alpha'_5 - L_4\sin\alpha_0);$$

$$C' = 2L_2(L_5\sin\alpha'_5\cdot\cos\delta_0 - L_4\cos\alpha_0\cos\delta_0).$$

Dacă $G \equiv G'$, $G \equiv G''$, atunci $\alpha_0 \to 0$, respectiv $\alpha_0 \to (-\alpha_0)$.

Raportul de transmitere în conturul I se va obţine prin derivarea ecuaţiei de poziţie în raport cu α_1:

$$L_1\frac{d\overline{U}_1}{d\alpha_1} + L_3\frac{d\overline{U}_3}{d\alpha_1} + L_5\frac{d\overline{U}_5}{d\alpha_1} \equiv 0.$$

Înmulţind cu $\overline{U}_3$, datorită faptului că $\overline{U}_3\cdot\frac{d\overline{U}_3}{d\alpha_1} = 0$, rezultă:

$$L_1\overline{e}_1\overline{U}_3 + L_5\frac{d\overline{U}_5}{d\alpha_1}\overline{U}_3 = 0,$$

unde:

$$\frac{d\overline{U}_5}{d\alpha_1} = \sin\alpha_5\frac{d\alpha_5}{d\alpha_1}\,\overline{i} + \cos\alpha_5(\cos\delta_0\,\overline{j}' +$$

$$+ \sin\delta_0\,\overline{K}')\frac{d\alpha_5}{d\alpha_1};$$

$$\overline{e}_1\overline{U}_3 = -\sin\alpha_1\cos\alpha_3 + \cos\alpha_1\cdot\cos\beta_3.$$

Inlocuind, rezultă :

$$L_1(-\sin\alpha_1\cos\alpha_3+\cos\alpha_1\cos\beta_3)+$$
$$+L_5\frac{d\alpha_5}{d\alpha_1}(\sin\alpha_5\cos\alpha_3+\cos\alpha_5\cos\delta_0\cos\beta_3+$$
$$+\cos\alpha_5\sin\delta_0\cos\gamma_3)=0\,;$$

$$\frac{d\alpha_1}{d\alpha_5}=i_{15}=-\frac{L_5}{L_1}\cdot\frac{\sin\alpha_5\cos\alpha_3+\cos\alpha_5\cos\beta_3\cos\delta_0+\cos\alpha_5\sin\delta_0\cos\gamma_3}{\sin\alpha_1\cos\alpha_3-\cos\alpha_1\cos\beta_3}. \qquad (21)$$

În conturul II va rezulta :

$$\frac{d\alpha_2}{d\alpha_5}=i_{25}=-\frac{L_5}{L_2}\cdot\frac{\sin\alpha'_5\cos\alpha'_3+\cos\alpha'_5\cos\beta'_3\cos\delta_0-\cos\alpha'_5\sin\delta_0\cos\gamma'_3}{\sin\alpha_5\cos\alpha'_3-\cos\alpha_5\cdot\cos\beta'_3}, \qquad (22)$$

deci raportul global :

$$i_{12}=\frac{\sin\alpha_5\cdot\cos\alpha_3+\cos\alpha_5\cos\beta_3\cos\delta_0+\cos\alpha_5\sin\delta_0\cos\gamma_3}{\sin\alpha_1\cos\alpha_3-\cos\alpha_1\cos\beta_3}\cdot\frac{\sin\alpha'_5\cos\alpha'_3+\cos\alpha_2\cos\beta'_3\cos\delta_0+\cos\alpha_2\sin\delta_0\,\mathrm{os}\,\gamma'_3}{\sin\alpha'_5\cos\alpha'_3+\cos\alpha_2\cos\beta'_3}.$$

În relaţia (23), unghiurile de poziţie ale pîrghiilor 3—3′ se determină din ecuaţia de poziţie :

$$\overline{U}_3=\cos\alpha_3\,\bar{i}+\cos\beta_3\,\bar{j}'+\cos\gamma_3\,\overline{K}'=$$
$$=-\frac{1}{L_3}(L_1\overline{U}_1+L_5\overline{U}_5+L_4\overline{U}_4).$$

Atunci în conturul *I*, respectiv *II*, făcînd $\alpha_0\to$„$-\alpha_0'$", rezultă :

$$\begin{cases}\cos\alpha_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_1\cos\alpha_1-L_5\cos\alpha_5+\\ \qquad +L_4\sin\alpha_0)\,;\\ \cos\beta_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_1\sin\alpha_1+L_5\sin\alpha_5\cos\delta_0-\\ \qquad -L_4\cos\alpha_0\cos\delta_0)\,;\\ \cos\gamma_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_5\sin\alpha_5\sin\delta_0-\\ \qquad -L_4\cos\alpha_0\sin\delta_0)\,;\end{cases} \qquad (21')$$

$$\begin{cases}\cos\alpha'_3=-(L_5\cos\alpha'_5-L_2\cos\alpha_2-\\ \qquad -L_4\sin\alpha_0)/L_3\,;\\ \cos\beta'_3=-(L_2\sin\alpha'_2+L_5\sin\alpha'_5\cos\delta_0-\\ \qquad -L_4\cos\alpha_0\cos\delta_0)/L_3\,;\\ \cos\gamma'_3=-(-L_5\sin\alpha'_5\sin\delta_0+\\ \qquad +L_4\cos\alpha_0\sin\delta_0)/L_3.\end{cases} \qquad (22')$$

La trapezul nedivizat s-a notat $L_1=L_2=a$ şi $L_3=l$. La trapezul divizat se notează : $L_5=C$; $L_4=d=(b+2\overline{AA'}\cdot\sin\delta_0)/2\cos\alpha_0$, δ_0 fiind înclinarea pivotului.

În cazul mecanismului de direcţie avînd *pîrghia oscilantă 5—5′ articulată în spatele* osiei din faţă (fig. 12), în conturul I′, pentru a utiliza aceleaşi relaţii ca în cazul figurii 11, trebuie înlocuit α_5 cu „$\pi-\alpha_5'$", α_0 cu $-$„α_0'" şi $\varphi\sin\varphi_{os}=$ $=(b_s/2-c\sin\gamma_0-L\cos\varphi_{30})/a\cos\delta_0$.

Atunci coeficienţii soluţiei se obţin din relaţiile (19,20) :

$$\begin{cases}A=L_1^2+L_5^2+L_4^2-L_3^2-\\ \quad -2L_1L_4(\sin\alpha_1\cos\delta_0\cos\alpha_0+\\ \quad +\cos\alpha_1\sin\alpha_0)\,;\\ B=2L_5(L_1\cos\alpha_1-L_4\sin\alpha_0)\,;\\ C=2L_5(L_1\sin\alpha_1\cos\delta_0-L_4\cos\alpha_0)\,;\end{cases} \qquad (23)$$

$$\begin{cases}A'=L_5^2+L_2^2+L_4^2-L_3^2-2L_5L_4\sin(\alpha_0+\\ \quad +\alpha'_5)\,;\\ B'=2L_2(L_5\cos\alpha'_5-L_4\sin\alpha_0)\,;\\ C'=2L_2(L_5\sin\alpha'_5-L_4\cos\alpha_0)\cos\delta_0.\end{cases} \qquad (24)$$

Raportul de transmitere va avea aceeaşi relaţie, unde :

$$\begin{cases}\cos\alpha_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_1\cos\alpha_1-L_5\cos\alpha_5-\\ \qquad -L_4\sin\alpha_0)\,;\\ \cos\beta_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_1\sin\alpha_1+L_5\sin\alpha_5\cos\delta_0-\\ \qquad -L_4\cos\alpha_0\cos\delta_0)\,;\\ \cos\gamma_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_5\sin\alpha_5\sin\delta_0-\\ \qquad -L_4\cos\alpha_0\sin\delta_0)\,;\end{cases} \qquad (25)$$

$$\begin{cases}\cos\alpha'_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_5\cos\alpha'_5-L_2\cos\alpha_2+\\ \qquad +L_4\sin\alpha_0)\,;\\ \cos\beta'_3=-\dfrac{1}{L_3}(L_2\sin\alpha_2+L_5\cos\alpha'_5\cos\delta_0-\\ \qquad -L_4\cos\alpha_0\cos\delta_0)\,;\\ \cos\gamma'_3=-\dfrac{1}{L_3}(-L_5\sin\alpha'_5\sin\delta_0+\\ \qquad +L_4\cos\alpha_0\sin\delta_0).\end{cases} \qquad (26)$$

Tabela 2

θ_e°	$\frac{A}{2L_1L_5}$	$\frac{-B}{2L_1L_5}$	$\frac{-C}{2L_1L_5}$	$\theta^\circ = \alpha_5 - \gamma_\circ$	$\frac{A}{2L_2L_5}$	$\frac{-B}{2L_2L_5}$	$\frac{-C}{2L_2L_5}$	α_2°	$\theta_i = \alpha_2 - \varphi_\circ$
0	1,62	1,360	3,140	0°	1,006	0,714	2,411	7°	0°
5	1,84	1,366	3,26	3°15′	1,170	0,717	2,462	12°35′	5°35′
10	2,03	1,365	3,31	7°45′	1,446	0,716	2,546	18°05′	11°05′
15	2,27	1,357	3,46	12°35′	1,722	0,710	2,625	23°25′	16°25′
20	2,48	1,341	3,49	15°35′	1,895	0,700	2,681	28°45′	21°45′
25	2,63	1,318	3,57	19°55′	2,082	0,688	2,738	33°10′	26°10′
30	2,88	1,287	3,67	23°45′	2,356	0,664	2,819	40°35′	33°55′
35	3,06	1,250	3,73	27°45′	2,578	0,639	2,889	48°15′	41°15′
40	3,24	1,206	3,81	31°35′	2,718	0,611	2,945	55°55′	48°55′

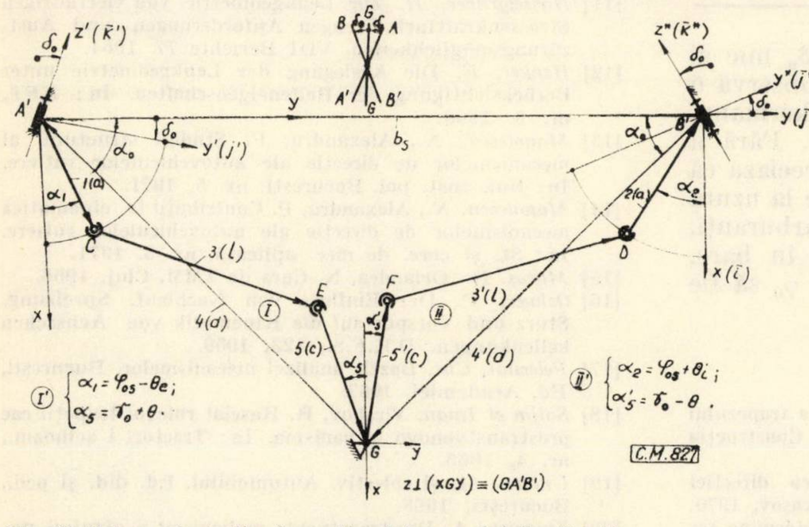


Fig. 12. Schema de studiu cinematic al trapezului de direcţie spaţial cu două bare transversale şi pîrghie oscilantă în spate.

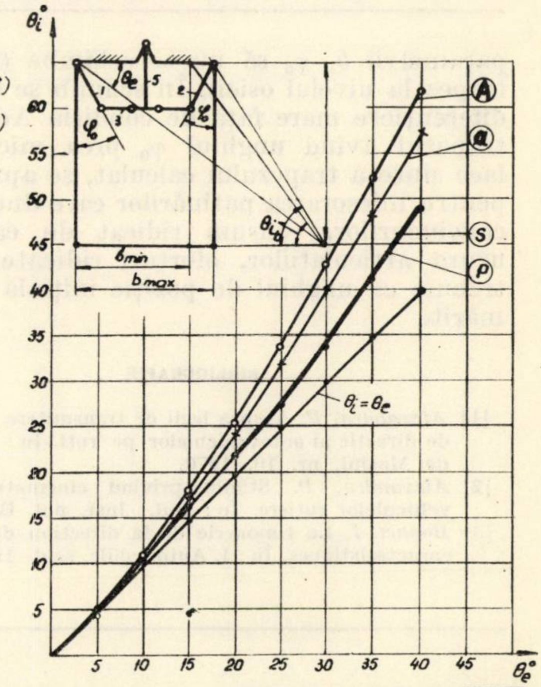


Fig. 13. Diagrama legilor de mişcare a trapezului de direcţie cu două bare transversale a unui tractor (exemplu de calcul).

Prin particularizarea relaţiilor de la mecanismul spaţial la mecanismul plan ($\delta_0 = 0$) se verifică relaţiile găsite la punctul 2.

Lucrarea cuprinde un exemplu de *calcul numeric* al trapezului plan şi spaţial, pentru evidenţierea procedeului de calcul şi a erorilor făcute prin calcularea trapezului de direcţie cu două bare ca un mecanism plan. Datele de calcul corespund tractorului universal. Conform cu figura 7, parametrii trapezului de direcţie sînt :

$$\alpha_0 = 6°25' \,;\ \varphi_0 = 7° \,;\ L_1 = L_2 = 245 \text{ mm} \,;$$
$$L_3 = 743 \text{ mm} \,;\ L_4 = 805 \text{ mm} \,;\ L_5 = 321 \text{ mm} \,;$$
$$b = 1600 \text{ mm} \,;\ \gamma_\circ = 4°50' \,;\ \delta_0 = 6^0.$$

Rezultatele calculului sînt trecute în tabela 2.

Cu valorile calculate în tabela 2 s-a trasat diagrama $\theta_i = \rho(\theta_e)$, curba P, din figura 13. Pentru comparare, prin curba A s-a trasat condiţia bracajelor Ackermann (1) şi prin curba „a" condiţia bracajelor propuse (5), luînd $k = 1$, 2 (conform tabelei 3).

Calculele s-au efectuat pentru ecartament maxim ($b = 1600$) al tractorului. Pentru trapezul spaţial, parametrii L_1, L_2, L_3, L_5 îşi păstrează mărimea, ca şi lungimea L_4, deoarece trapezul este dispus la nivelul osiei ($b_s = b$, sin φ_{05} = sin φ_0/cos δ_0).

Calculele efectuate pentru trapezul spaţial al acestui tractor, numeroase şi complicate, indică o schimbare neesenţială în comparaţie cu trapezul plan. De aceea tabela cu rezultatele calculului acestui caz nu se mai indică, curba S a trapezului spaţial este practic suprapusă cu curba P. Aceasta se datoreşte atît schemei cinematice a trapezului de direcţie cu două bare transversale cît şi dispunerii sale la nivelul osiei ($b_s = b$, $\varphi_{0s} \rightarrow \varphi_0$), în special faptului că unghiul φ_0 rămîne neschimbat.

Concluzia firească dedusă de aici este că, în cazul trapezului divizat cu două bare transversale (două patrulatere de direcţie), eroarea care se face calculînd trapezul de direcţie ca un mecanism plan este neglijabilă cu condiţia ca parametrii b, φ_0 să nu se schimbe (δ_0 mic şi trapez la nivelul osiei). În schimb se observă o diferenţiere mare faţă de condiţia Ackermann, trapezul avînd unghiul φ_0 prea mic. Fără a face sinteza trapezului calculat, se apreciază că pentru micşorarea patinărilor care duc la uzura cauciucurilor, consum ridicat de carburanţi, uzura articulaţiilor, eforturi ridicate în bare, trebuie ca unghiul de poziţie iniţială φ_0 să fie mărit.

Tabela 3

($b/_L$ = 1600/2430 = 0,66; K = 1,2; $b/_{KL}$ = 0,55)

θ_e°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
$\overset{\circ}{\theta}_{it\,(1)}$	5°20′	11°10′	18°	25°30′	34°	43°	52°25′	62°
$\overset{\circ}{\theta}_{it\,(5)}$	5°15′	11°50′	17°30′	24°25′	32°10′	40°15′	48°35′	57°25′

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexandru, P.* Asupra legii de transmitere a trapezului de direcţie al autovehiculelor pe roţi. În: Construcţia de Maşini, nr. 10, 1970.

[2] *Alexandru, P.* Studiu privind cinematica direcţiei vehiculelor rutiere. În: Bul. Inst. pol. Braşov, 1970.

[3] *Bonnet, I.* La timonerie de la direction détérmine ses caractéristiques. În: L'Automobile, sept 1969.

[4] *Bussien.* Automobiltechnisches Handbuch, vol. II Berlin, 1965.

[5] *Cuzminskii, V. K* teorii rulevoi trapeţii tractorov i avtomobilei. Naucinîe trudî, tom VIII, USHA, 1956.

[6] *Dudiţă, Fl.* Existenţa manivelei la mecanismele patrulatere sferice. În: Studii şi cerc. de mec. aplicată, 1965 nr. 2.

[7] *Eberan V. Eberhorst.* Die Kurven-und Rollstabilität des Kraftfahrzeuges. În: ATZ, nr. 9, 1953.

[8] *Fiala, E.* Kraftkorrigierte Lenkgeometrie. In ATZ, nr. 2, 1959.

[9] *Forkel, D.* Ein Beitrag zur Auslegung von Fahrzeuglenkungen. In: Deutsche Kraftfahrforschung und Strassenverker, nr. 145, 1961.

[10] *Gough, E.*, Shearer, G. Front Suspension and Tyre Wear. Automobile Division, p. 171/93, 1956.

[11] *Hasselgruber, H.* Zur Lenkgeometrie von vierrädrigen Strassenkraftfarh, zeugen Anforderungen und Austzürungsmöglichkeiten. VDI Berichte 77, 1964.

[12] *Henker, E.* Die Auslegung der Lenkgeometrie unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. In: KFT, nr. 9, 1968.

[13] *Manolescu, N.*, Alexandru, P. Studiul structural al mecanismelor de direcţie ale autovehiculelor rutiere. In: Bul. Inst. pol. Bucureşti. nr. 5, 1971.

[14] *Manolescu, N.*, Alexandru, P. Contribuţii la cinematica mecanismelor de direcţie ale autovehiculelor rutiere. În: Şt. şi cerc. de mec. aplicată, nr. 3, 1971.

[15] *Maroş. D.*, Orlandea, N. Curs de TMM. Cluj, 1966.

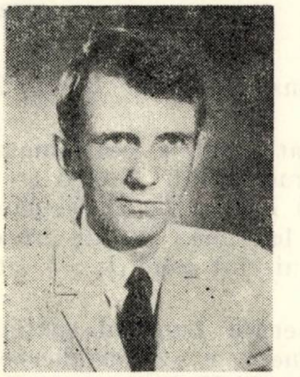
[16] *Ochner, P.* Der Einfluss von Nachlauf, Spreizung, Sturz und Vorspur auf die Kinematik von Achsschen kellenkungen. D.K.F.S., 123, 1959.

[17] *Pelecudi, Chr.* Bazele analizei mecanismelor. Bucureşti, Ed. Academiei, 1967.

[18] *Salim el Iman*, Virabov, R. Rasciat rulevoi trapeţii cac prostranstvenogo mehanisma. In: Tractorî i selhozm., nr. 4, 1965.

[19] *Untaru, M.* şi colectiv. Automobilul. Ed. did. şi ped., Bucureşti, 1968.

[20] *Zinoviev, A.* Prostranstvenie mehanismî a niznimi parami. Moscova, 1952.



CZ 621.9–229.316:65.012.45

Simbolizarea informaţională a schemelor de bazare şi fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte

Dr. ing. Aurel BRĂGARU – Institutul politehnic – Bucureşti

Aurel D. Brăgaru este absolvent al Institutului politehnic din Bucureşti din 1958, Secţia Tehnologia Construcţiei de maşini, Facultatea de mecanică. În 1970 a obţinut titlul ştiinţific de Doctor-Inginer. În prezent este şef de lucrări la Institutul politehnic din Bucureşti, Catedra tehnologia construcţiilor de maşini. Teza de doctorat, şi un număr de lucrări de specialitate tratează probleme de cercetare fundamentală în domeniul optimizării dispozitivelor şi al proceselor tehnologice în construcţia de maşini, lucrări ce situează şcoala românească la loc de frunte în acest domeniu.

1. *Problema simbolizării schemelor de bazare şi fixare*

Din punct de vedere structural, organologic grupa elementelor de dispozitiv cu rol de bazare şi fixare a piesei, este prezentă cu unele excepţii, în ansamblul dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe maşini-unelte. În figura 1 sînt evidenţiate lucrările mai importante care au abordat, sub aspect teoretic şi practic, problema reprezentării bazării (orientării) şi fixării pieselor. În figura la care ne-am referit s-a marcat prin săgeată plină contribuţia şcolii româneşti de proiectare şi construcţie a dispozitivelor în problema amintită. În lucrarea [5] se face o amplă analiză a diferitelor sisteme de simbolizare, insistîndu-se în mod deosebit asupra sistemului de simbolizare folosit pe scară largă în construcţia de maşini din ţara noastră. Concluzia analizării actualului sistem de simbolizare prin prisma condiţiilor impuse schemelor de bazare şi fixare [17], [5] este aceea că actuala reprezentare nu permite să se satisfacă cerinţele unei proiectări ştiinţifice a dispozitivelor de lucru, prin imposibilitatea de a evidenţia pentru o temă dată un număr de scheme de bazare, pentru a selecta apoi pe criterii tehnice şi economice schema de bazare şi fixare optimă.

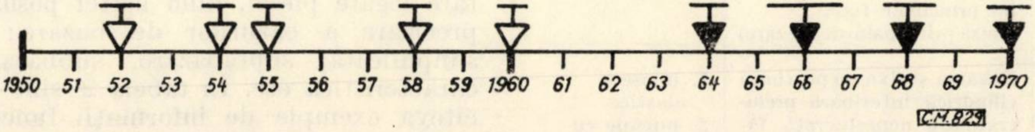


Fig. 1

Se face de asemenea aprecierea că însăşi simbolizarea actuală ca atare este lipsită de suportul ştiinţific, ceea ce împiedică transmiterea şi vehicularea fluxului informaţional tehnolog — constructor de dispozitive şi schimbul de informaţii între uzinele constructoare de maşini.

De menţionat şi faptul că actuala simbolizare favorizează apariţia unor greşeli de concepţie în special în domeniul bazării (orientării) pieselor, şi de aici numeroasele note de modificări ce însoţesc unele din dispozitivele proiectate, cu efecte negative asupra preţului de cost al produselor industriale şi cu irosirea de mari fonduri la nivelul economiei naţionale.

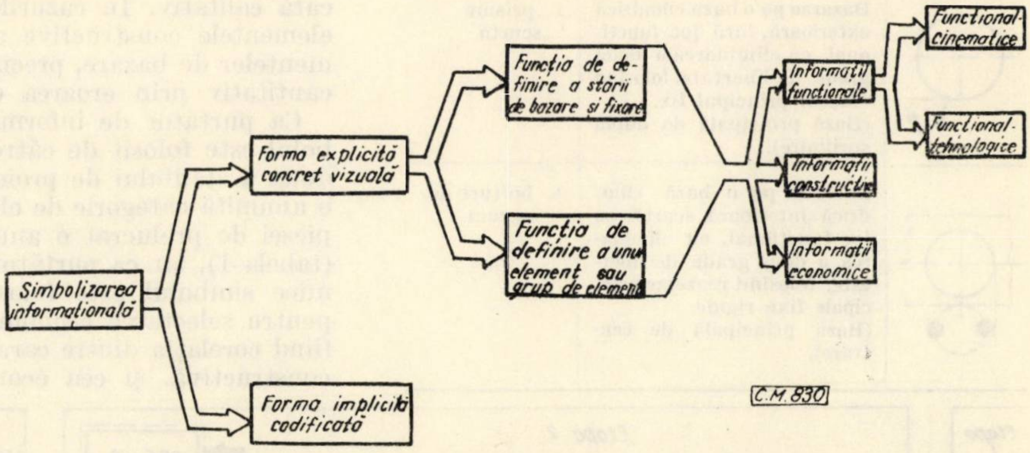

Simbolizarea informaţională
Forma explicită concret vizuală
Forma implicită codificată
Funcţia de definire a stării de bazare şi fixare
Funcţia de definire a unui element sau grup de elemente
Informaţii funcţionale
Informaţii constructive
Informaţii economice
Funcţional-cinematice
Funcţional-tehnologice
C.M.830

Fig. 2

2. *Simbolizarea informaţională a schemelor de bazare şi fixare*

Privind problema simbolizării schemelor de bazare şi fixare nu ca o problemă teoretică separată ci integrată în problema generală a proiectării proceselor tehnologice şi a dispozitivelor de lucru ce trebuie să echipeze aceste procese, se constată o rămînere în urmă a acestei probleme în raport cu tendinţele actuale şi de perspectivă ale tehnologiei.

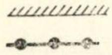
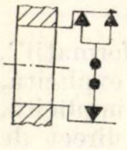
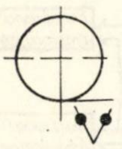
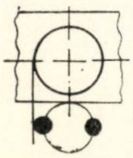
Ţinînd seamă de limitele simbolizărilor existente, precum şi de tendinţele de dezvoltare ale tehnologiei construcţiei de maşini, se consideră ca oportună trecerea la o nouă etapă în problema simbolizării şi anume la etapa simbolizării informaţionale [5].

Esenţa simbolizării informaţionale, prezentată sintetic în figura 2, constă în aceea că simbolul este privit ca „purtător de informaţii", posibil de reprezentat atît sub formă explicită, „concret vizuală", cît sub formă implicită, „codificată". Ultima formă se leagă direct de vehicularea, înmagazinarea, sortarea, analizarea informaţiilor conţinute în simbol, funcţiuni ale calculatoarelor electronice ce tind să echipeze sectorul de proiectare şi cel de fabricaţie în industria constructoare de maşini. Cele două forme de reprezentare a simbolurilor nu sînt separate ci se găsesc într-o interdependenţă, ultima formă derivînd din prima, de unde şi importanţa analizării acestei prime forme.

În cadrul simbolizării informaţionale, simbolul poate îndeplini două funcţiuni : aceea de definire a unei stări de bazare şi fixare şi aceea de definire a unui element concret de bazare şi fixare. În tabela 1 sînt evidenţiate pe cîteva exemple cele două funcţiuni amintite.

Cu funcţiunea de definire a stării de bazare şi fixare, simbolul este folosit de tehnolog pentru „aducerea" schemelor de bazare şi fixare, tehnic posibile pentru o temă dată, din existenţa lor teoretică în existenţa „concret — vizuală", pentru analiza acestor scheme şi selectarea lor tehnică şi economică pe baza condiţiilor impuse, adică pentru parcurgerea etapei de optimizare a schemelor de bazare şi fixare evidenţiată în figura 3 pe baza lucrărilor [3] [4] [5]. De asemenea, tot cu această funcţiune simbolul este

Tabela 1

Simbolul	Starea de bazare definitiă	Elementele (sau categoria de elemente) definite
	Bazarea pe o bază plană prelucrată sau neprelucrată cu eliminarea a trei grade de libertate, folosind reazeme principale fixe. (Baza principală de așezare)	1. cepuri de reazem 2. plăcuțe de reazem
	Bazarea și fixarea pe o bază cilindrică interioară prelucrată sau neprelucrată, fără joc funcțional, cu eliminarea a două grade de libertate folosind reazeme principale extensibile. (Baza principală de centrare și fixare).	1. bucșele elastice 2. bucșele cu pereți subțiri. 3. mecanism autocentrant cu pe ne și plunjere 4. mecanism autocentrant cu membrană elastică
	Bazarea pe o bază cilindrică exterioară, fără joc funcțional, cu eliminarea a două grade de libertate, folosind reazem principal fix. (Bază principală de dublă sprijinire).	1. prismă scurtă
	Bazarea pe o bază cilindrică interioară scurtă, cu joc funcțional, cu eliminarea a două grade de libertate, folosind reazeme principale fixe rigide. (Bază principală de centrare).	1. bolțuri de reazem

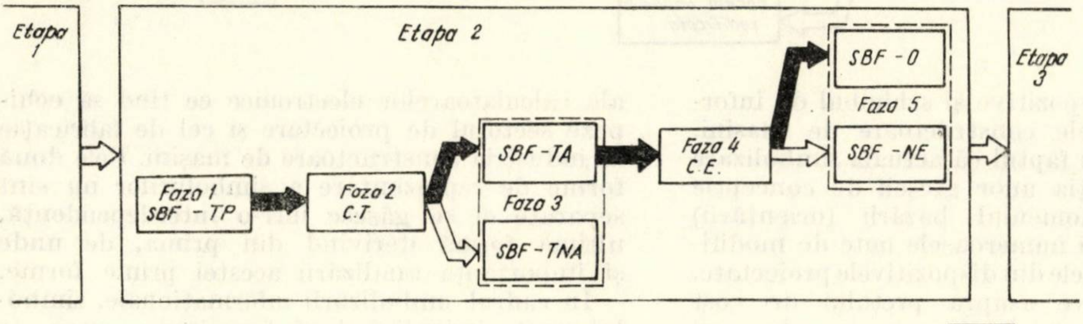

Etapa 1
Etapa 2
Faza 1
SBF - TP
Faza 2
C.T
SBF -TA
Faza 3
SBF -TNA
Faza 4
C.E.
SBF - 0
Faza 5
SBF -NE
Etapa 3
CH831

Fig. 3

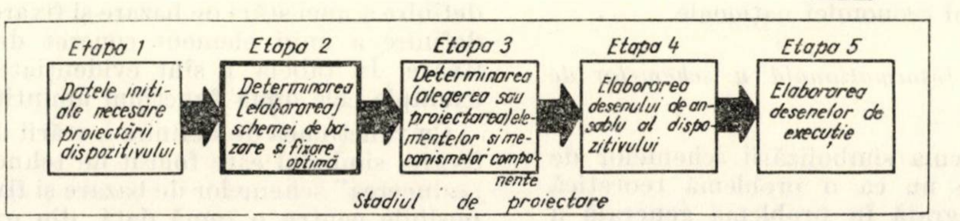

Etapa 1
Datele inițiale necesare proiectării dispozitivului
Etapa 2
Determinarea [elaborarea] schemei de bazare și fixare optimă
Etapa 3
Determinarea (alegerea sau proiectarea) elementelor și mecanismelor componente
Etapa 4
Elaborarea desenului de ansablu al dispozitivului
Etapa 5
Elaborarea desenelor de execuție
Stadiul de proiectare
CH832

Fig. 4

folosit de tehnolog pentru a transmite rezultatul procesului științific de optimizare, constructorului de dispozitive în etapele următoare ale stadiului de proiectare (fig. 4).

În stadiul de proiectare al dispozitivelor, în cadrul etapei a doua și la trecerea de la această la următoarea etapă, simbolul este folosit ca purtător de informații funcționale (funcțional-cinematice ; funcțional – tehnologice) și, pînă la un punct, ca purtător de informații constructive și economice.

Simbolul, ca purtător de informații funcțional-cinematice, stabilește corelația dintre starea de bazare și numărul și natura gradelor de libertate legate piesei, dînd astfel posibilitatea de precizare a cazurilor de bazare: completă, simplificată, suprabazare, subbazare, bazare caracteristică etc. În tabela 2 sînt prezentate cîteva exemple de informații funcțional-cinematice ale simbolurilor.

Ca purtător de informații funcțional-tehnologice (tabela 3), simbolul stabilește corelația dintre starea de bazare și generarea suprafețelor la prelucrarea pieselor în dispozitive pe mașinile-unelte, prin determinarea unor elemente geometrice (plane, drepte, puncte) ale acestor suprafețe, cu o anumită precizie indicată calitativ. În cazurile concrete, cunoscînd elementele constructive ale piesei și ale elementelor de bazare, precizia poate fi exprimată cantitativ prin eroarea de bazare.

Ca purtător de informații constructive simbolul este folosit de către tehnolog în etapa a doua a stadiului de proiectare pentru a defini o anumită categorie de elemente ce pot asigura piesei de prelucrat o anumită stare de bazare (tabela 1), iar ca purtător de informații economice simbolul este folosit de către tehnolog pentru selectarea economică a schemelor, dată fiind corelația dintre caracteristica funcțională, constructivă. și cea economică.

În etapa a treia (fig. 4) a stadiului de proiectare, constructorul de dispozitive folosește funcțiunea simbolului de definire a unui element concret de bazare și fixare. În această etapă se exploatează mai mult caracteristicile constructivă și economică ale simbolurilor. Ca purtător

Tabela 2

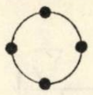
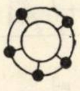
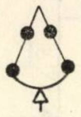
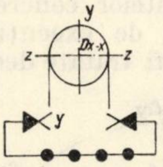
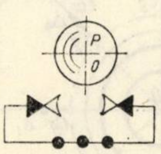
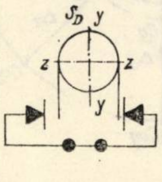
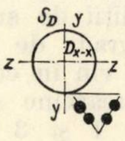
Nr. crt.	Simbolul	Informaţia funcţional-cinematică
1		Bazarea pe o suprafaţă cilindrică interioară sau exterioară cu joc funcţional, cu legarea a patru grade de libertate
2		Bazarea pe o suprafaţă (bază) canelată, interioară sau exterioară, cu joc funcţional, cu legarea a cinci grade de libertate
3		Bazarea pe o suprafaţă conică, interioară fără joc funcţional, cu legarea a patru grade de libertate

Tabela 3

Nr. crt.	Simbolul	Informaţia funcţional-tehnologică
1		— Materializare în dispozitiv a unei drepte ($Dx - x$), axa suprafeţei (bazei) cilindrice exterioare lungi cu eroare $\varepsilon_b = 0$ — Posibilităţile de prelucrare a diferitelor suprafeţe condiţionate de axa $Dx - x$
2		— Materializarea în dispozitiv a unui punct (Po), centrul suprafeţei (bazei) sferice exterioare cu eroare $\varepsilon_b = 0$ — Posibilităţile de prelucrare a diferitelor suprafeţe condiţionate de acest punct
3		— Materializarea în dispozitiv a unui plan (planul diametral S_D) al unei suprafeţe cilindrice lungi exterioare fără joc funcţional $\varepsilon_b = 0$ — Posibilităţile de prelucrare a diferitelor suprafeţe în raport cu acest plan
4		— Materializarea în dispozitiv a unui plan (planul diametral S_D a unei suprafeţe cilindrice exterioare lungi) cu eroare nulă şi a unei drepte ($Dx-x$, axa suprafeţei cilindrice exterioare lungi) cu eroare $\varepsilon_b = \dfrac{T_D}{2 \sin \dfrac{\alpha}{2}}$ — Posibilităţile de prelucrare a diferitelor suprafeţe în raport cu elementele geometrice materializate

de informaţii constructive în această etapă simbolul concretizează, defineşte, un anumit element sau grupă de elemente, iar ca purtător de informaţii economice simbolul stabileşte corelaţia dintre construcţie şi economicitate — prin unităţi valorice specifice.

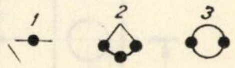
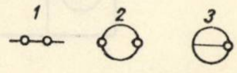
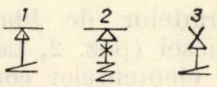
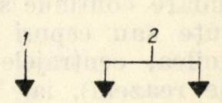
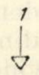
3. *Simbolizarea informaţională şi problema bazelor.*

Prin bazare — termen consacrat în literatura tehnică de specialitate — se înţelege orientarea piesei cu suprafaţa sau grupul de suprafeţe ce urmează a fi generate, în raport cu maşina-unealtă aleasă şi scula aşchietoare folosită, ţinînd seama de condiţiile impuse prelucrării.

Suprafeţele piesei ce se prelucrează sau elementele geometrice caracteristice ale acestor suprafeţe (plane, drepte sau puncte), care vin în contact direct cu elementele de dispozitiv sau sînt raportate la aceste elemente sînt denumite în general baze. Nu se va insista în acest articol asupra diferitelor laturi şi unghiuri sub care trebuie analizată definiţia bazelor ci se va preciza numai clasificarea acestora ţinînd seamă de criteriul funcţionalităţii. Astfel se va face distincţia următoarelor categorii de baze (tabela 4).

a) *Baze principale* — bazele care participă nemijlocit în procesul de orientare al piesei, legate prin condiţii liniare sau unghiulare de

Tabela 4

Nr. crt.	Categoria bazei unifuncţionale	Felul reazemului sau elementului de dispozitiv ce vine în contact cu baza	Exemple de simboluri specifice bazelor
1	Bază principală tip ,,p"	**Reazem principal**	
2	Bază auxiliară, tip ,,a"	Reazem auxiliar	
3	Bază suplimentară, tip,, s"	Reazem suplimentar	
4	Bază de fixare principală, tip ,,fp"	Element de fixare (strîngere) principală	
5	Bază de fixare prealabilă (reglare), tip,, fr"	Element de fixare prealabilă	

suprafaţa sau suprafeţele ce se generează în cadrul respectivei operaţii şi care leagă piesei grade de libertate condiţionate, evidenţiate prin numărul punctelor (cerculeţe pline) plasate pe simbol (poz. 1, tab, 4). Elementele de dispozitiv ce vin în contact cu aceste baze poartă denumirea de reazeme principale. Privite aceste simboluri din punctul de vedere al funcţiunii de definire a unui element sau grup de elemente concrete de dispozitiv, simbolizarea informaţională defineşte la primul exemplu, plăcuţa sau cepul de reazem, ambele fixe; la cel de al doilea exemplu, conul exterior scurt fix, iar la cel de al treilea exemplu centrajele rigide, fixe, de tipul bolţurilor şi bucşelor scurte.

b) *Baze auxiliare* – bazele care participă indirect în procesul de orientare al piesei, nelegate prin condiţii liniare sau unghiulare de suprafeţele ce se generează şi care leagă piesei grade de libertate necondiţionate, ce nu sînt reclamate de procesul direct al orientării ci din necesităţi de limitare a zonei de lucru a sculelor aşchietoare (fig. 5); aplicarea forţelor de strîngere (fig. 6), echilibrare (fig. 7) etc. Simbolizarea informaţională stabileşte ca, pe simbolul specific bazei, să se marcheze prin puncte albe (cerculeţe goale), numărul gradelor de libertate necondiţionate legate piesei (poz. 2, tab. 4). Funcţiunea de definire a elementelor concrete de dispozitiv defineşte la primul exemplu (poz. 2, tab. 4), ghidajele liniare continue sau discontinue (eventual plăcuţe sau cepuri de reazem); la exemplul al doilea, centrajele fixe rigide (bucşe sau bolţ de reazem), iar la cel de al treilea exemplu reazem fix de tipul bolţului frezat. Elementele de dispozitiv ce vin în contact cu aceste baze poartă denumirea de reazeme auxiliare. Distincţia dintre bazele principale şi cele auxiliare, evidenţiată prin simbolizarea informaţională, este necesară în faza de analiză a schemelor de bazare cît şi în faza de definire a elementelor concrete de dispozitiv. În faza de analiză a schemelor, calculele de erori vor fi diferenţiat tratate corespunzător celor două categorii de baze, prima categorie influenţînd selectarea tehnică a schemelor [3]. În faza de definire a elementelor concrete, formele, materialele, precizia de execuţie a elementelor de dispozitiv vor fi tratate deosebit în funcţie de categoria reazemelor folosite, atenţia principală fiind acordată reazemelor principale.

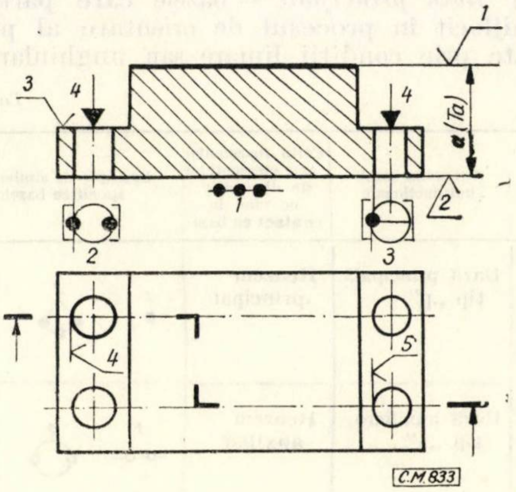


Fig. 5

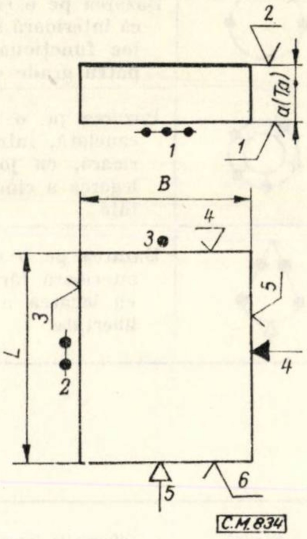


Fig. 6

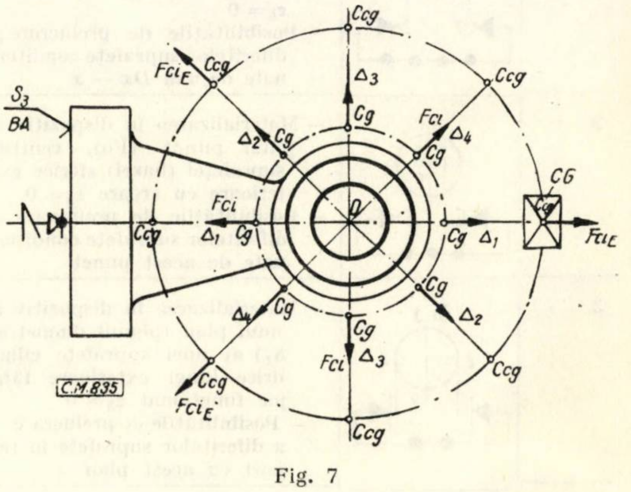


Fig. 7

c) *Baze suplimentare* – bazele care nu participau în procesul de orientare al piesei (poz. 3, tab. 4), nelegate prin condiţii de suprafeţele ce se generează, nelegînd grade de libertate. Elementele de dispozitiv ce vin în contact cu aceste baze sînt denumite reazeme suplimentare. În tabela 4, exemplele 1 şi 3 se referă la reazemul suplimentar cu aşezare ulterioară, iar exemplul 2 la cel cu autoaşezare. Rolul acestora în ansamblul dispozitivului este fie de a mări rigiditatea piesei în timpul prelucrării, prevenind anumite deformaţii nedorite (simbolul *4*, fig. 8; simbolul *3*, fig. 9; simbolul *2*, fig. 10); fie de a contribui la stabilitatea piesei în timpul bazării şi fixării acesteia (simbolul *4*, fig. 11); fie de a micşora forţa de strîngere necesară (simbolul *4*, fig. 12; 13), cu efecte pozitive în ceea ce priveşte felul acţionării, rigiditatea pieselor prelucrate, solicitările reazemelor şi dimensionarea corpurilor de dispozitiv.

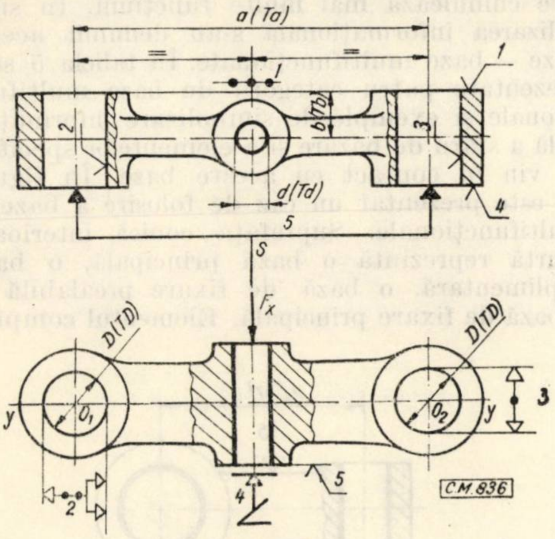

a(Ta)
1
2
3
b(Tb)
d(Td)
4
5
D(TD)
Px
S
O1
O2
y
y
3
4
5
2
CM.836

Fig. 8

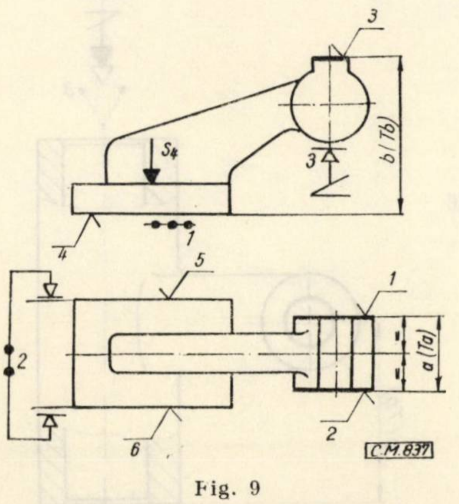

3
S4
3
b(Tb)
1
4
5
1
2
a(Ta)
6
2
CM.837

Fig. 9

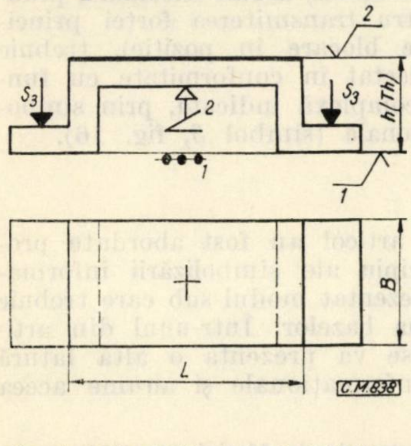

2
S3
2
S3
b(Tb)
1
1
B
L
CM.838

Fig. 10

De subliniat că, la ora actuală, aceste funcţiuni ale reazemelor, suplimentare, şi în special ultima dintre ele nu sînt exploatate în suficientă măsură de tehnologii şi constructorii de dispozitive.

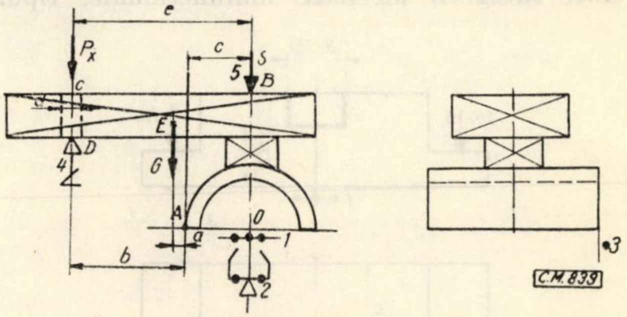

e
Px
c
c
5
S
B
E
D
4
6
A
a
0
1
b
2
3
CM.833

Fig. 11

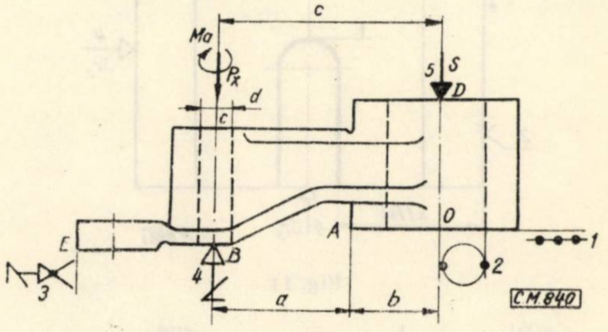

c
Ma
Px
d
c
5
S
D
E
3
B
4
A
0
1
2
a
b
CM.840

Fig. 12

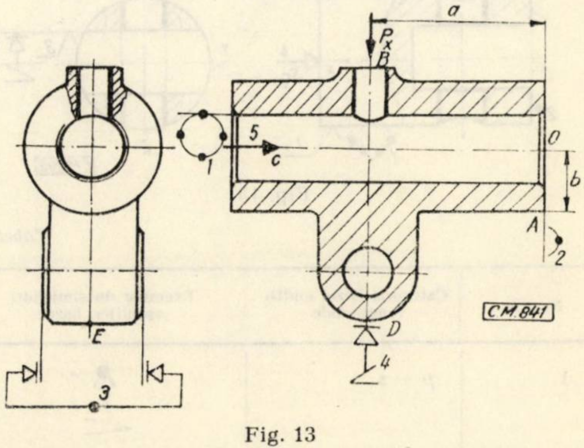

a
Px
B
5
c
1
0
b
A
2
D
4
E
3
CM.841

Fig. 13

d) *Baze de strîngere* (fixare) – baze care nu participă în procesul bazării (poz. 4 şi 5, tab. 4), dar pe care se aplică forţele de strîngere ce asigură contactul permanent al piesei cu elementele de reazem principale, auxiliare sau suplimentare. După cum forţele aplicate pe aceste baze sînt principale sau cu rol de aducere în contact (strîngerea prealabilă), bazele de fixare se vor diferenţia în: baze de fixare principale (simbolul *5*, fig. 14; simbolul *5*, fig. 15) baze de fixare prealabilă (simbolul *4*, fig. 14; simbolul *4*, fig. 15). Elementele de dispozitiv ce vin în contact cu aceste baze sînt denumite fie elemente de fixare principală fie prealabilă, simbolizate primele prin săgeată plină, iar celelalte prin săgeată goală.

În tabela 4 sînt prezentate sintetic cele cinci categorii de baze unifuncţionale, tipul reazemelor sau elementelor de dispozitiv ce vin în contact cu aceste baze, precum şi cîteva exemple de simboluri ale stării de bazare sau ale elementelor concrete simbolizate.

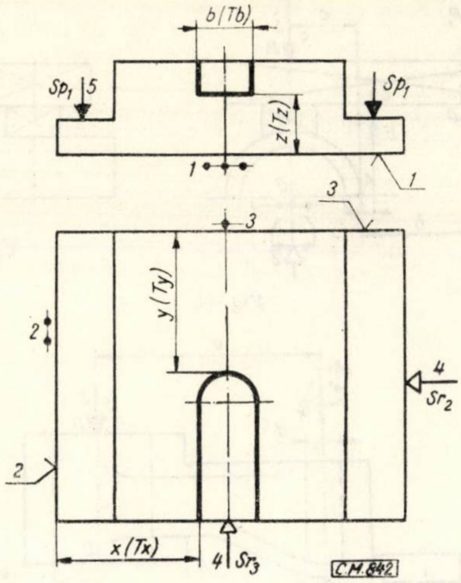
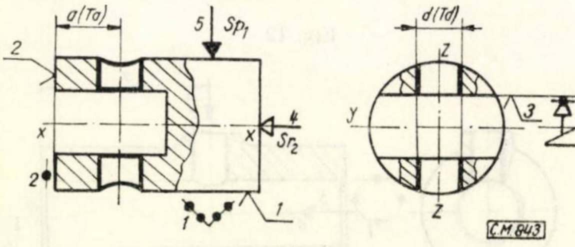
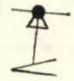
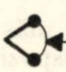
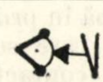
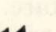


Fig. 14



Fip. 15

Tabela 5

Nr. crt.	Categoria bazei multi-funcţionale	Exemple de simboluri specifice bazei
1	p — s	
2	p—fp	
3	p—s—fp	
4	fr—fp	

În proiectarea dispozitivelor (cu grad mare de mecanizare şi automatizare) apar suficient de numeroase cazuri cînd bazele mai sus definite cumulează mai multe funcţiuni. În simbolizarea informaţională s-au denumit aceste baze — baze multifuncţionale. În tabela 5 sînt prezentate patru categorii de baze multifuncţionale şi exemple de simbolizare informaţională a stării de bazare şi a elementelor specifice ce vin în contact cu aceste baze. În figura 16 este prezentat un caz de folosire a bazelor multifuncţionale. Suprafaţa conică interioară scurtă reprezintă o bază principală, o bază suplimentară, o bază de fixare prealabilă şi o bază de fixare principală. Elementul complex de dispozitiv, mai bine zis un sistem de elemente (con scurt mobil, arcuri elicoidale, plunjer ghidat pentru transmiterea forţei principale, sistem de blocare în poziţie), trebuie analizat şi proiectat în conformitate cu funcţionabilitatea complexă indicată, prin simbolizare informaţională (simbol *3*, fig. 16).

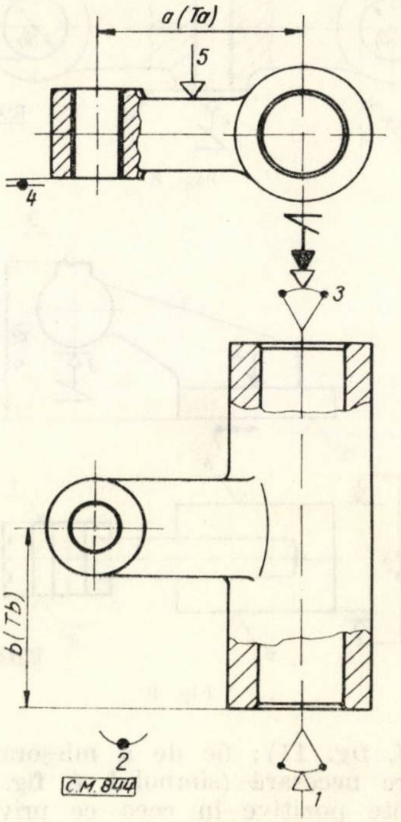


Fig. 16

4. *Concluzii*

În prezentul articol au fost abordate probleme de principiu ale simbolizării informaţionale şi s-a prezentat modul sub care trebuie tratată problema bazelor. Într-unul din articolele viitoare se va prezenta o altă latură a simbolizării informaţionale şi anume aceea

legată de definirea caracteristicii funcţional-cinematice a bazelor principale, relevată prin indicii funcţionali-cinematici şi de natură ai gradelor de libertate legate piesei.

Introducerea simbolizării informaţionale în reprezentarea schemelor de bazare şi fixare permite abordarea şi rezolvarea în maniere noi a unor probleme de fond specifice dispozitivelor, vizînd în final elaborarea unor metode optimale de proiectare a dispozitivelor, crearea bazelor ştiinţifice de optimizare a proceselor tehnologice în construcţia de maşini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anserov, M. A.* Prisposoblenia dlea metaalorejuşcih stankov. Moscova, 1960.

[2] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşini-unelte. Bucureşti, Editura Tehnică, 1968.

[3] *Brăgaru, A.* Unele consideraţii privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe maşini-unelte. In : Construcţia de Maşini, nr. 12/1968.

[4] *Brăgaru, A.* Elaborarea schemelor de bazare şi fixare tehnic posibile (SBF — TP) la proiectarea dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe maşini -unelte. În : Construcţia de Maşini, nr. 5/1969.

[5] *Brăgaru, A.* Contribuţii la teoria elaborării schemelor de bazare şi fixare a pieselor în dispozitivele de lucru ale maşinilor-unelte. Teză de doctorat. Institutul politehnic Bucureşti, 1970.

[6] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare Bucureşti, Editura Tehnică, 1967.

[7] *Gavrilov, A. M.* Albom prisposoblenii dlea metallorejuşcih stankov primeneaemih o priborostroenii. Moscova, Maşghiz, 1958.

[8] *Kopanevici, E. G.* Proiectarea dispozitivelor pentru maşini-unelte în construcţia de aparate. Moscova, 1954.

[9] *Rabe, K.* Construcţia dispozitivelor (traducere l. germană) Bucureşti, I.D.T., 1955.

[10] *Lăzărescu, L.* Abstractizarea sculei aşchietoare. Teză de doctorat. Institutul politehnic Bucureşti, 1968.

[11] *Matalin, A. A.* Bazele constructive şi tehnologice. Moscova, Maşghiz, 1947.

[12] *Mauri, M.* Vorrichtungsbau. Berlin, 1961.

[13] *Rehwald, W.* Calculatoare electronice, un auxiliar în activitatea de proiectare. În : Antriebstechnik, nr. 10/1968.

[14] *Stănescu, I., Tache, V.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Bucureşti, E.D.P., 1964.

[15] *Stănescu, I., Tache, V.* Dispozitive pentru maşini-unelte. Bucureşti, Editura Tehnică, 1969.

[16] *Tache, V., Brăgaru, A.* Cu privire la bazarea pieselor în dispozitivele destinate prelucrărilor pe maşini-unelte. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Bucureşti, mai 1966.

[17] *Tache, V., Brăgaru, A.* Cu privire la bazarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrarea pe maşini-unelte. În : Construcţia de Maşini, nr. 6—7/1966.

[18] *Tache, V., Brăgaru, A.* Consideraţii cu privire la simbolizarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele destinate prelucrării, controlului şi asamblării. În : Construcţia de Maşini, nr. 3/1968.

[19] *Wilson, F., Holt, I.* Handbook of fiture design. New York — Toronto — London, 1962.

[20] * * * Principii de construcţie a elementelor de dispozitive pentru prelucrări mecanice (traducere l. rusă). Bucureşti, I.D.T., 1952.

CZ 669.715.(498)

Probleme ale utilizării şi caracteristicile aliajelor de aluminiu produse în R.S.R.

Dr. ing. Dolfi DRIMER – Institutul metale neferoase şi rare – Bucureşti –

Dolphi Drimer, a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic Bucureşti în 1956, şi Facultatea de ingineri economişti Institutul politehnic Bucureşti în 1965. Este doctor inginer (Institutul politehnic-Bucureşti 1969), conferenţiar titular la Institutul politehnic-Bucureşti, Catedra tehnologia metalelor, coautor la două volume monografii privind metalurgia semiconductoarelor.

Utilizarea aluminiului în multe domenii industriale, la început ca înlocuitor al materialelor feroase, constituie astăzi o necesitate constructivă şi un indicator al tehnicităţii produselor.

Producţia de aluminiu românesc a evoluat cu o dinamică deosebită din anul 1965 (tabela 1), de la 8 600 t la 89 000 t în anul 1969, iar previziunile indică atingerea încă în 1972 a cifrei de 135 000 t (aproximativ 1,4% din producţia mondială preconizată pentru anul 1972). Paralel cu dezvoltarea producţiei proprii de aluminiu creşte şi consumul intern de la 18 200 t în anul 1965 la 48 400 t în anul 1969, ceea ce revine aproximativ 2,5 kg Al/locuitor.

Dacă se are în vedere că în majoritatea ţărilor dezvoltate industrial consumul de aluminiu pe locuitor este cuprins între 17 şi 5 kg/locuitor, rezultă că eforturile de asimilare a produselor din Al trebuie să crească cu un ritm şi mai înalt, favorizat de existenţa capacităţilor de aluminiu brut.

Tabela 1

Evoluția producției și consumului de aluminiu în R S R

Indicator		1965	1966	1967	1968	1969
		mii tone				
Producție	aluminiu	8,6	46,9	52,8	76,3	89
Import	Al brut	7,5	0,8	3,6	0,7	0,4
	Semifabricate	2,1	3,4	5,3	7,5	8
	Total	9,6	4,2	8,9	8,3	8,4
Export	Al brut	0,2	25,8	18,6	38,2	40,5
	Semifabricate	—	—	4,2	7,1	8,5
	Total	0,2	25,8	22,8	45,3	49
Consum	Val. abs	18,0	25,3	38,9	39,3	48,4
	kg/locuitor	0,95	1,42	2,03	2,01	2,46

Surse : Gh. Suceveanu și alții „Aluminiu” Ministerul Comerțului Exterior 1970.
Anuare statistice R.S.R.

Baza tehnică a creșterii consumului de aluminiu o constituie pe de o parte, posibilitățile de a obține prin aliere materiale cu o varietate mare de proprietăți și utilizări, iar pe de altă parte, apariția unor noi tehnologii de prelucrare a acestora.

În prezent, în țară, sînt asimilate industrial la Uzina de aluminiu din Slatina un număr de 6 tipuri de aliaje diversificate în 8 calități (tabela 2), la Uzina „Neferal” – București, un număr de 17 aliaje de turnătorie (tabela 3), iar în alte uzine există norme interne privind elaborarea și turnarea în piese a unor aliaje de tip AT Si 5, AT Si 7 MG, AT Si 4 Mg 2, AT Si 12 Mg, AT Cu_4Mg_2, AT Si 12 Mg, AT Cu_4Mg_2Ni, AT P Si 12 Fe.

Se remarcă acoperirea satisfăcătoare a domeniului de aliaje pentru turnarea în piese, astfel încît în prezent elaborarea de standarde pentru cele mai utilizate aliaje este în măsură să prevină o lărgire nejustificată a sortimentelor.

Producția de aliaje de aluminiu la Uzina de aluminiu – Slatina a reprezentat, în anul 1969, cantitatea de circa 8600 t, dintre care circa 7600 t aliajele de tip Si Al. În același timp, s-au mai consumat circa 8500 t blocuri de aluminiu în diferitele unități industriale, în mare parte pentru producerea internă de aliaje. Rezultă din aceasta o descentralizare a fabricației aliajelor de aluminiu, deoarece aproximativ 50% din necesar se elaborează în unități dispersate, în condițiile unor consumuri mari de aluminiu și elemente de aliere. Considerînd în acest caz numai arderile suplimentare de 2–3%, pierderea de metal reprezintă peste 200 t/an (aproximativ, 4 mil de lei anual).

Valorile orientative ale caracteristicilor aliajelor de aluminiu pentru turnarea în piese sînt prezentate în tabela 4. Practic, caracteristicile

Tabela 2

Aliaje de aluminiu asimilate industrial la Uz. de aluminiu Slatina

Nr. crt.	Denumire aliaj pe bază Aluminiu	Compoziție chimică %											Formă livrare
		Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ti	Ni	Pb	Alte imp.	Total imp.	
1	Sial 1 (AT Si 12)	11–13,5	0,35	0,05	0,15	0,03	0,10	0,05	—	—	0,02	0,6	blocuri
2	Sial 2 (AT Si 12)	11–13,5	0,6	0,05	0,15	0,05	0,10	0,15	—	—	0,02	0,8	blocuri
3	Sial 3 (AT Si 12)	11–13,5	0,8	0,1	0,15	0,05	0,2	0,15	—	—	0,02	1	blocuri
4	AT Si 12 Cu Mg Ni	11–13,5	max 0,5	1–1,5	max 0,5	0,8–1,2	max 0,6	max 0,15	0,8–1,2	max 0,05	—	1,5	blocuri
5	AT Si 10 Cu_3 Mg	9,5–11,5	max 0,5	3–4	max 0,5	0,8–1,2	max 0,4	max 0,15	—	max 0,05	—	1,5	blocuri
6	AT Si 18 Cu Mg Ni	16–19	max 0,5	0,6–1,3	0,08–0,2	0,5–1	—	0,08–0,2	0,8–1,3	—	P 0,25 0,035		blocuri
7	Eloxabil (Al Mg_5 Mn)	max 0,3	max 0,6	max 0,1	0,3–0,7	3–6	max 0,1	max 0,2	max 0,1	max 0,05	—	0,7	blocuri
8	Al Cu_2 Mg 1,5, Ni Si (R R 59)	0,7–1	1,2–1,5	2,1–2,4	max 0,1	1,4–1,55	max 0,1	0,04–0,1	1,1–1,5	—	0,10	0,3	bare calupuri

Tabela 3

Aliaje de aluminiu pentru turnătorie asimilate industrial la uzina Neferal

Nr. crt.	Denumirea aliaj pe bază de aluminiu	Compoziţie chimică %										Formă livrare
		Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ti	Pb	Sn	Total imp.	
1	ATCu 4	max 1,2	max 1	4–5	max 0,3	max 0,03	max 0,3	max 0,2	max 0,05	max 0,05	2,2	blocuri
2	ATCu 8	0–2,5	max 1,5	7–9	max 0,8	max 0,3	max 0,5	max 0,15	max 0,3	max 1	2	blocuri
3	ATCu 10***	0–2,5	max 1	9–11	max 0,5	max 0,5	max 0,5	max 0,15	max 0,05	max 0,05	2	blocuri
4	ATSi 7*	6–8	max 1	max 0,2	max 0,5	0,2– –0,4	max 0,3	max 0,1	max 0,05	max 0,01	1,5	blocuri
5	ATSi 5 Cu	4,5–5,5	max 1	1–1,5	max 0,15	0,4– –0,6	max 0,3	max 0,2	max 0,05	max 0,05	1,5	blocuri
6	ATSi 5 Cu 3*	4,5–6	max 1,1	2–3	0,2– 0,7–	max 0,1	max 0,3	max 0,05	max 0,05	max 0,05	2	blocuri
7	ATSi 5 Cu5	4–6	max 1,2	5–6,5	max 0,5	0,2– –0,5	max 0,6	max 0,15	max 0,05	max 0,05	2	blocuri
8	ATMg 6*	max 0,5	max 0,5	max 0,10	max 0,6	4,5–7	max 0,2	max 0,3	max 0,05	max 0,05	1	blocuri
9	ATMg 9*	max 0,2	max 0,3	max 0,20	max 1	7–10	max 0,1	max 0,05	max 0,05	max 0,05	1	blocuri
10	ATPCu 5 Si 3**	2–5	max 1	4–6		max 0,1				Alte imp 0,9	2	blocuri

* Aliaje ce se pot turna şi sub presiune.

** Tunrare numai în cochile

*** Turnare numai în nisip

**** De asemenea se mai produc aliajele: A C 4 A (Si 8–10% Mn 0,3–0,8%) pt. turnare în nisip; A D C (Si 10,5–12% Cu 1,5–3,5% Ni 0,2–0,5% Mg 0,1–0,3% Sn 0,1–0,3% Mn. 2–0,5% Fe 0,5–1,3% Zn 0,5–1% imp. max. 2%) pentru turnare sub presiune şi Aliaje cu titan A T P Mg 6 Ti; A T P Si 10 Cu 4 Ti; A T P Si 10 MgTi; A T P Si 9 Cu 3 Ti; şi A T Cu 4 Ti.

Tabela 4

Caracteristicile aliajelor de aluminiu deformabile asimilat şi în curs de cercetare

Nr. crt.	Denumire aliaj	Denumire comercială echivalentă SUA (aprox)	Temp. turnare °C	Mod turnare şi tratament	Caract. mecanice pe piese. (informativ)			Caracteristici pentru utilizare
					σ_c kgf/mm²	δ%	σ_r kgf/mm²	
1	Sial 1, 2, 3 (ATSi 12)	A 13	650–760	nisip cochilă	16 18	2 3	55 60	turnare f. bună Piese uz general
2	AT Si 12 Cu Mg Ni	A 132	680–790	nisip T_1 cochilă T_3	16 18	0,5 0,5	80 100	Rez. uzură pistoane
3	AT Si 10 Cu_3 Mg	D 132	640–740	cochilă T_1	17	0,5	110	Turnare bună Rez mec. la temp. înalte
4	$AlMg_5$ Mn		720–750	nisip cochilă	16–19 20–23	3–7 8–12	55–70 60–80	Rez. la coroziune
5	AT Cu_4	195	680–790	nisip T_1	20	8		Piese cu rez mecanică
6	AT Cu 8		680–790	nisip cochilă	14 16	0,5 —	55 60	Aşchiere bună Contracţie mică
7	AT Cu 10	138	680–790	nisip	14–17	1–0,5	70–100	Rez. uzură şi temp ridicate
8	AT Si 7	356	680–790	nisip T_3 cochilă T_3	22–26	3,5–5	70–80	Turnare bună Rez la coroziune
9	AT Si 5 Cu	355	680–790	cochilă T_3	20	1	9	Aşchiere f. bună. Turnare f. bună. Rez. la uzură.
10	AT Si 5 Cu 3	319	680–820	nisip T_3 cochilă T_3	18 20	1 0,5	70 90	Prop. bune de turnare şi aşchiere
11	AT Si 5 Cu 5	A 108	680–790	cochilă T_3	20	—	100	Rez. uzură şi la temp. ridicate
12	AT Mg 6	214	680–790	nisip cochilă	14 16	2 2	55 60	Rez. la coroziune în apă salină
13	AT Mg 9	220	670–790	nisip cochilă	16–25 20–26	6–1,5 6–2,5	65–85 70–85	Rez. coroziune şi solicitări dinamice
14	AT P Cu 5 Si 3	B 195	680–790	cochilă sub presiune	18	10	70	Turnare bună Aşchiere bună
15	AT P Mg 6 Ti	AG 6 (Fr)		,,	17	2	70	Turnare bună şi prop. mecanice
16	AT P Si 10 Cu 4 Ti	AS 10 U 4 (Fr)		,,	20	1,25	90	Turnare sub presiune ind. electrotehnică
17	AT P Si 10 Mg Ti	AS 10 G (Fr)		,,	18	1,5	80	Turnare sub presiune ind. electrotehnică
18	AT P Si 9 Cu 3 Ti	AS 8 U 3 (Fr)		,,	18	1	90	Turnare sub presiune ind. electrotehnică
19	AT Cu 4 Ti	AU 5 GT (Fr)		cochilă	22	8	80	Prop. mecanice f. bune.
20	AT Si 18 Cu Mg Ni	—	690–780	cochilă	20	0,7	90	Pistoane

Tabela 5

Caracteristicile aliajelor de aluminiu deformabile asimilate şi în curs de cercetare

Nr. crt.	Denumirea aliaj	Denumirea comercială echivalentă SUA (aprox)	Proprietăţi mecanice E kgf/cm^2	 σF kgf/mm^2	 δ_c kgf/mm^2	 δ %	 H_B kgf/mm^2	Utilizări generale
1	AlCu$_2$Mgl, 5 NiSi (RR 59)	—	7200	35—45	20—28	4—12	110—140	Pistoane
2	Alcoro (AlMgSi)	6201 T 81	6700—7300	t min 30	17—24	3—8	75—95	sîrme conductoare
3	Al Mg$_3$	5154* 5052	6800	m 18—23	8—12	15—27	45—55	table
				t 26—34	18—30	3—8	75—85	profile
4	Al Mg Mn	* 3004	6000	m 18	8	17	45	table
			6500	1/2 t 23	14	7	55	profile
				t 26	18	4	65	
5	AlSi$_1$Mn	6061	6800	m 32	26	8	95	bare
		* 6063	7200	t 37	33	16	110	profile
6	AlCu$_4$MgMn	2014	7000	40—46	27—35	13—20	110—115	bare
		*2024	7300					fevi

* În curs de asimilare la Uz. de Prelucrare a aluminiului (tipuri reprezentative).

reale ale pieselor sînt mult afectate de recirculările de culee, deşeuri etc., recirculări cu atît mai frecvente cu cît procesul tehnologic de turnare este condus necorespunzător. Recirculările excesive de metal se datoresc însă şi inexistenţei unei industrii de aliaje de aluminiu secundar. În mod normal aliajele de aluminiu secundar cu utilizări din cele mai generale ar trebui să reprezinte în această etapă aproximativ 10% din consum, adică 4—5000 t şi, o dată cu lărgirea utilizărilor, să crească pînă la 20—25% consumul de aluminiu. Evident că în aceste condiţii vor trebui standardizate şi aliajele de aluminiu secundar, cu precizarea proprietăţilor minime şi a domeniilor de utilizare. Astfel proiectanţii de piese din aliaje de aluminiu vor putea dispune de o gamă largă de aliaje de turnătorie în condiţii tehnico-economice avantajoase.

Utilizarea aliajelor de aluminiu deformabile a fost mult limitată de capacităţile insuficiente de prelucrare. În prezent, noua unitate

Tabela 6

Corespondenta aproximativă pentru cîteva aliaje de aluminiu deformabile standardizate

R.S.R. STAS 7608-66 1	Franţa NF A 57-312 2	U.R.S.S. GOST 4784-65 3	R.F. a Germaniei DIN 1725 4	Anglia B S 1470 5	Canada Alcan 6	S.U.A. Simbol comercial 7
Al Mn 1	A—M 1	A Mţ	Al Mn	N3-Hid 11	3 S	3003
Al Mg 1	A—G 1	—	Al Mg 1	N 4	—	5050
Al Mg 2	—	—	—	—	—	
Al Mg 3	A G 3	A Mg 3	Al Mg 3	N 5-Hid 22	57 S	5052(5154)
—	A G 5	A Mg 5	Al Mg 5	N 6	56 S	5056
—	A G 7	—	Al Mg 7	N 7	58 S	—
Al Si Mg	—	—	—	—	—	6063(6061)
Al Si 1 Mg Mn	A S G	A V	Al Mg Si 1	H 9-Hid 44	65 S	—
Al Si 1 Mg Mn Ti	—	—	—	—	—	2017
Al Cu 4 Mg Mn	A—U 4 G	D 1	Al Cu Mg 1	H 14	17 S	2024
—	A—U 4 G 1	D 16	Al Cu Mg 2	H 16	24 S	2024
—	A—U 4 S G	A K 8	—	H 15-Hid 66	26 S	2014
—	A—U 2 G	A K 6	Al Cu Mg 0,5		16 S	2117
	A—Z 4 G	—	—	—	—	7079
	A—Z 6 G	V 96	V 96			7178
Al Zn 5 Mg2 Cu2	A—Z 5 G U	V 95	Al Zn Mg Cu 1,5	Hid 77	75 S	7075
	A—Z 8 G U	—	—	—	—	7076
	A—U 2 N	—	—	H 12	—	—
	A—U 4 N	A K 2	—			2218
	A—U 2 G N S	A K 4	—	H 18 (RR59)		—
Al Si 5						
Al Zn 4 Mg 3 Cu						
Al Cu 2 Mg 1,5 Ni Si						

de prelucrare a aluminiului va avea posibilitatea producerii unei game largi de bare, țevi, profile și, ulterior, benzi și table. Aliajele de aluminiu cercetate și în curs de asimilare sînt prezentate în tabela 5.

Dintre acestea se remarcă aliajele de tip Al Mg Si pentru conductoare electrice, similare din punctul de vedere al proprietăților, binecunoscutelor aliaje aldrey, almelec, și care permit importante economii în construcția liniilor electrice aeriene. De asemenea, asimilarea tablelor și profilelor din aliaje deformabile de tip Al Mg Si cu proprietăți anticorosive și posibilități de eloxare va permite utilizarea aluminiului, în construcții.

Duralurile mediu aliate vor acoperi domenii de utilizare în industria mijloacelor de transport, a construcțiilor de utilaje și mașini.

Rămînerea în urmă în domeniul aliajelor deformabile va trebui recuperată prin efortul conjugat al cercetării și industriei în vederea elaborării aliajelor de tip zicral, de exemplu Al Zn_4 Mg_3 Cu ; Al $Zn_5Mg_2Cu_2$, precum și a unor aliaje procurate în prezent din import.

În tabela 6 sînt prezentate corespondențele aproximative pentru cîteva aliaje de aluminiu deformabile, cu un larg domeniu de utilizare.

Diversificarea producției de aliaje de aluminiu va modifica ponderea consumului de aluminiu spre executare de piese mecanice, deși în prezent este folosit în proporție de aproximativ 40% pentru fabricația de conductoare. Realizările și previziunile utilizărilor pe plan mondial indică folosirea în electrotehnică a numai 14—12 %, ceilalți consumatori fiind : industria mijloacelor de transport 25—33%, construcții civile și industriale 20 %, industria bunurilor de consum cu durată mare de folosință 13—5%, ambalaje, conteinere 9—15%, mașini, echipamente, diverse 19—15%. Cifrele de mai sus se vor adopta la specificul economic al țării noastre apreciindu-se că în următorii ani vor apărea noi necesități privind aliajele de aluminiu în construcția mijloacelor de transport (cale ferată, auto, aeriene, navale), în construcții civile și industriale, conteinere etc.

Rezolvarea problemelor de asimilare și folosire a aliajelor de aluminiu necesită chiar din această etapă o strînsă colaborare între cercetare, proiectare, producătorii și beneficiarii produselor, astfel încît o asimilare rațională a tipurilor de aliaj să poată cuprinde o gamă cît mai largă de posibilități de utilizare.

CZ 621.941.013. 4:621.914.32

Contribuții privind influența unghiului de degajare al sculei așchietoare asupra forțelor de așchiere la strunjire longitudinală și frezare frontală

Dr. ing. CONSTANTIN Dumitraş — Institutul politehnic — Bucureşti

În condițiile dezvoltării și perfecționării proceselor tehnologice, în domeniul prelucrărilor mecanice, proiectarea și fabricarea unor mașini-unelte perfecționate care să satisfacă cerințele cu privire la realizarea preciziei dimensionale și a calității suprafeței prelucrate, constituie o problemă de mare importanță pentru industria constructoare de mașini.

Realizarea unor mașini-unelte, care să corespundă condițiilor menționate, presupune perfecționarea cinematicii prin mărirea posibilităților de lucru și îmbunătățirea calculului de dimensionare a elementelor constructive pe baza cunoașterii cît mai exacte a mărimii forțelor de așchiere și a factorilor care pot influența valoarea mărimii acestora în procesul de așchiere.

Din literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [5], rezultă că dintre multitudinea factorilor care influențează mărimea forțelor de așchiere, unghiul de degajare al sculei γ prezintă o deosebită importanță atît pentru scula așchietoare cît și pentru procesul de așchiere, deoarece mărimea acestui unghi influențează în mod direct gradul de deformare a așchiei, gradul de solicitare a sistemului mașină-unealtă — sculă așchietoare, forma așchiei desprinse și calitatea suprafeței prelucrate.

Literatura [3], [4], [5], [6] pune în evidență faptul că, influența unghiului de degajare al sculei așchietoare asupra forței principale de așchiere F_z a fost cercetat în mod deosebit și pe baza rezultatelor obținute, s-a stabilit că la prelucrările prin strunjire longitudinală, mărimea acestei forțe crește cu 1 pînă la 2%, atunci cînd unghiul de degajare al sculei variază cu un grad. Cît privește influența exercitată de unghiul de degajare asupra forței de avans F_x și de respingere F_y, în cazul prelucrărilor prin strunjire longitudinală și frezare frontală, literatura de specialitate nu indică, în suficientă măsură datele necesare [6]. Această concluzie, stabilită pe baza studiului teoretic — prezentat în mod succint — constituie punctul de plecare în cadrul cercetărilor efectuate.

Scopul cercetărilor efectuate constă în stabilirea influenței exercitate de către unghiul de degajare asupra forțelor de așchiere F_x; F_y și F_z în cazul prelucrărilor mecanice efectuate pe strunguri normale și mașini verticale de frezat. În cadrul cercetărilor de laborator s-au făcut experimentări pe un oțel OLC 60 STAS 880—1956, bară de formă cilindrică cu diametrul 160 mm și pe o bară dreptunghiulară 260 X 100 X 500 mm, STAS 880—1956, prelucrările mecanice făcîndu-se pe un strung universal tip OLZ—630 IV și pe o mașină verticală de frezat tip FS 350 X 1250 — III, de fabricație R. D. G.

Determinarea mărimii forțelor de așchiere F_x; F_y și F_z, pentru diferitele valori ale unghiului de degajare la cele două mașini-unelte, menționate, s-a făcut cu ajutorul a două dinamometre bazate pe principiu inductiv de măsurare, a căror schemă mecanică și electrică este prezentată în lucrarea [8].

Prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală și frezare frontală, au fost efectuate cu ajutorul unor scule așchietoare indicate în figura 1, armate cu plăcuțe din carburi metalice pe bază de $WC - T_iC - C_0$, iar mărimea parametrilor geometrici se dă în tabela 1.

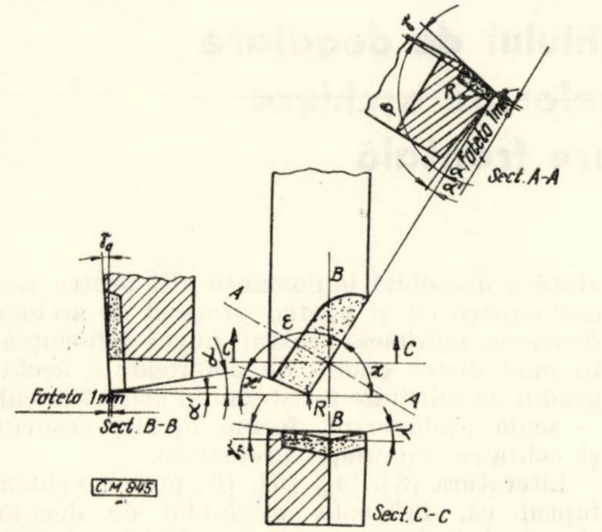


Fig. 1. Scula așchietoare folosită la strunjirea longitudinală și frezarea frontală.

La stabilirea parametrilor geometrici și tehnologici de lucru s-a urmărit ca aceștia să rămînă pe cît posibil aceiași, atît pentru prelucrările mecanice efectuate pe strungul normal cît și pentru cele realizate pe mașina verticală de frezat fapt ce permite compararea, între ele, a rezultatelor obținute. Pentru realizarea scopului urmărit au fost stabiliți, pe bază de calcul, următorii parametri tehnologici de lucru:

Tabela 1

α [⁰]	α_1 [⁰]	χ [⁰]	ϰ [⁵]	$\varkappa_1$ [⁰]	ε [⁰]	R [mm]	R_b [μm]	Fațeta f [mm]	Fațeta α′ [⁰]	Fațeta α'_1 [⁰]
10	10	−5	60	18	132	0,5	10	1	5	5

la strunjire:

avansul longitudinal $s = 0{,}11 \div 0{,}31$ mm/rot, corespunzîndu-i o grosime de așchie $h = 0{,}095 \div 0{,}269$ mm;

adîncimea de așchiere $t = 0{,}5 \div 5$ mm, corespunzîndu-i o lățime de așchie $b = 0{,}58 \div 5{,}78$ mm;

turația axului principal $n = 372$ min^{-1}, corespunzîndu-i o viteză periferică de așchiere egală cu cea de la frezare;

la frezare:

avansul pe dinte $s_z = 0{,}141 \div 0{,}350$ mm/z corespunzîndu-i o grosime maximă de așchie $h_{max} = 0{,}097 \div 0{,}309$;

adîncimea de așchiere t = $0{,}5 \div 5$ mm, corespunzîndu-i o lățime de așchie $b = 0{,}58 \div 5{,}78$ mm;

turația axului principal $n = 140$ min^{-1}.

Variația unghiului de degajare. Deoarece cercetarea a fost realizată în cazul prelucrărilor mecanice pe un strung normal și pe o mașină verticală de frezat, alegerea unghiului de degajare a fost făcută pentru cazul cînd se lucrează pe mașina verticală de frezat păstrîndu-se valorile unghiului de degajare γ și în cazul prelucrărilor prin strunjire longitudinlă. Valorile unghiului de degajare al sculei așchietoare γ sînt date în tabela 2.

Tabela 2

Unghiul de degajare în 0°	0	−5°	−10°	−15°

Menținerea unor condiții identice de lucru ca: regimul de lucru, parametrii geometrici ai sculelor așchietoare, procedeul de măsurare a forțelor de așchiere, materialul supus încercărilor și a condițiilor de desfășurare a încercărilor pe toată durata efectuării cercetărilor au creat premisele necesare unei interpretări, prin comparație, a rezultatelor obținute.

În scopul simplificării modului de interpretare a rezultatelor obținute pentru domeniul cercetat, s-a convenit ca reprezentarea grafică, privind variația forțelor de așchiere în raport cu unghiul de degajare a sculei așchietoare, să fie făcută numai pentru lățimi de așchie $b = 0{,}58$; 2,89 și 5,78 mm și grosimi de așchie $h = 0{,}093$ și 0,273 mm în cazul strunjirii longitudinale şi $h_{max} = 0{,}097$ şi 0,303 mm pentru prelucrările mecanice prin frezare frontală.

Din analiza diagramelor prezentate în figurile 2, 3, 4, 5, 6, 7 rezultă că mărimea forţelor de aşchiere F_x, F_y şi F_z creşte pe măsură ce unghiul de degajare tinde spre valori negative mai mici, creşterea mărimii forţelor devine mai accentuată pe măsură ce grosimea aşchiei, respectiv avansul, atinge valori tot mai mari.

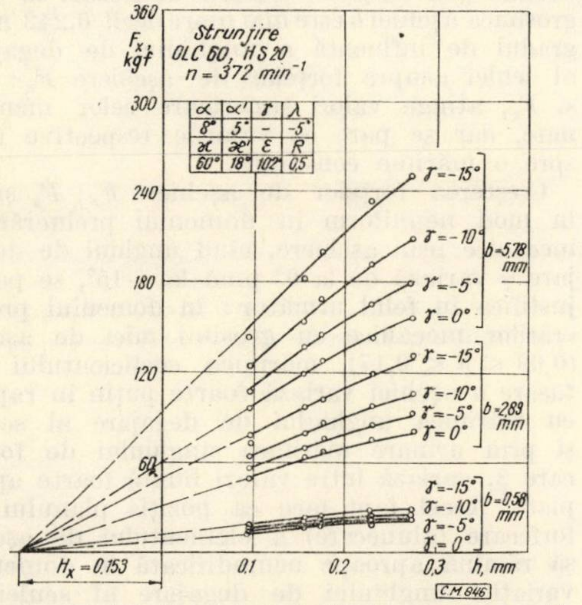


Fig. 2. — Variaţia forţei de avans F_x în raport cu unghiu de degajare γ la strunjirea longitudinală pentru grosime de aşchie $h = 0{,}095 \ldots 0{,}269$ mm.

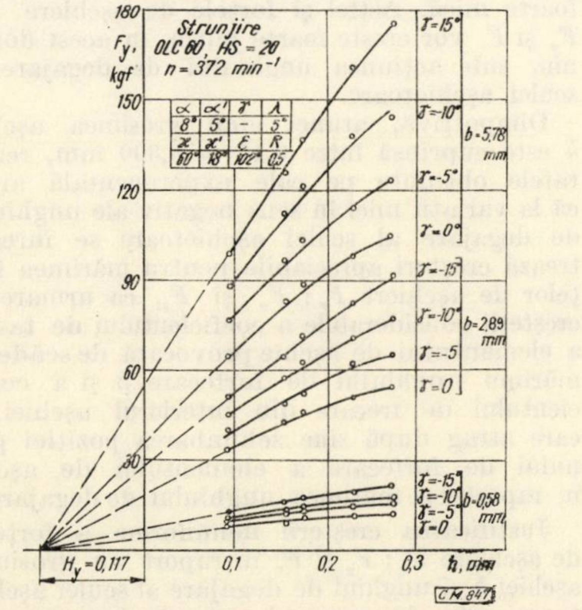


Fig. 3. Variaţia forţei radiale de aşchiere F_y în raport cu unghiul de degajare γ la strunjirea longitudinală pentru grosimea de aşchie $h = 0{,}095 \ldots 0{,}269$ mm.

Rezultatele cercetărilor efectuate pun în evidenţă faptul că în cazul prelucrărilor mecanice prin strunjire şi frezare frontală cu grosimi de aşchie h cuprinse între 0,09 şi 0,17 mm, forţa de avans F_x şi de respingere F_y, creşte cu 2 pînă la 3,5 % şi respectiv cu 3 pînă la 4,5%, atunci cînd mărimea unghiului de degajare γ variază în sens negativ cu un grad. În acelaşi timp, se constată că pentru domeniul de prelucrări mecanice menţionat, forţa principală de aşchiere F_z înregistrează o creştere de numai 1 pînă la 1,5%.

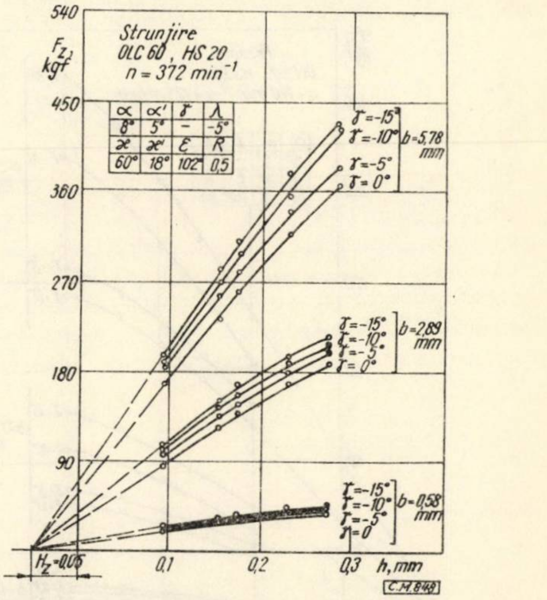


Fig. 4. Variaţia forţei principale de aşchiere F_z în raport cu unghiul de degajare γ la strunjirea longitudinală pentru grosimea de aşchiere $h = 0{,}095 \ldots 0{,}269$ mm.

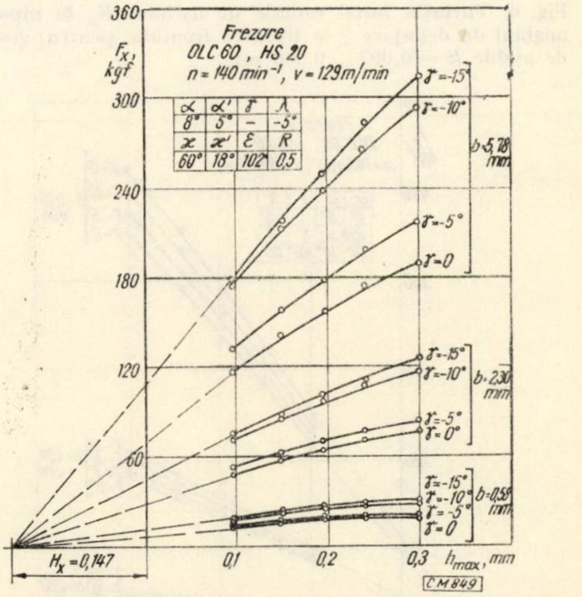


Fig. 5. Variaţia forţei de avans F_x în raport cu unghiul de degajare γ la frezarea frontală pentru grosimea de aşchie $h = 0{,}097 \ldots 0{,}309$ mm.

Din analiza diagramelor prezentate în figurile 2 — 7, rezultă că pe măsură ce avansul de lucru *s* în procesul de aşchiere creşte, unghiul de degajare al sculei va influenţa mărimea forţelor de aşchiere într-o măsură tot mai mare. Astfel, cînd grosimea aşchiei este cuprinsă între 0,17 şi 0,242 mm, forţa de avans F_x şi

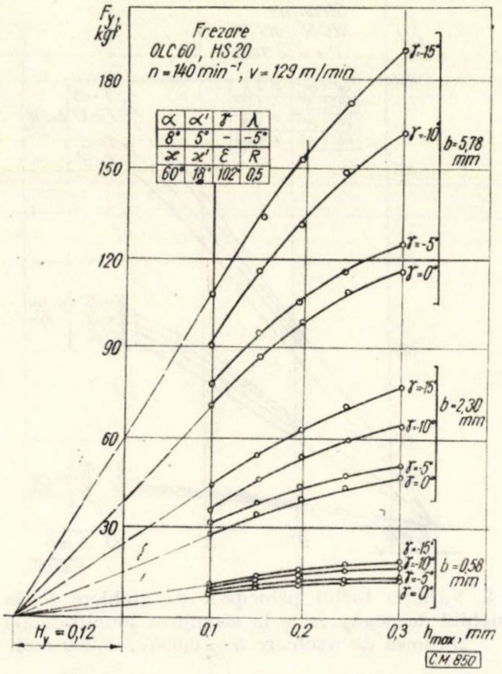


Fig. 6. Variaţia forţei radiale de aşchiere F_y în raport cu unghiul de degajare γ la frezarea frontală pentru] grosimea de aşchie $h = 0{,}097\ldots0{,}309$ mm.

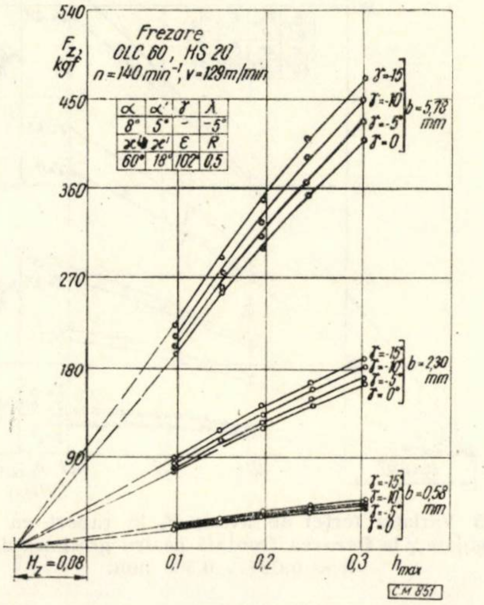


Fig. 7. Variaţia forţei principale de aşchiere F_z în raport cu unghiul de degajare γ la frezarea frontală pentru grosime de aşchie $h = 0{,}097\ldots0{,}309$ mm.

de respingere F_y înregistrează o creştere de 3,5 pînă la 5,5% şi respectiv 4,5 pînă la 6,5%, atunci cînd mărimea unghiului de degajare al sculei aşchietoare variază în sens negativ cu un grad, în timp ce forţa principală de aşchiere F_z creşte numai cu 1,5 pînă la 3,5%.

Din studiul diagramelor prezentate (fig. 2-7) rezultă de asemenea, că pentru domeniul prelucrărilor mecanice cu ajutorul strungului normal şi a maşinii verticale de frezat, în care grosimea aşchiei *h* este mai mare decît 0,242 mm, gradul de influenţă a unghiului de degajare al sculei asupra forţelor de aşchiere F_x; F_y şi F_z, atinge valori superioare celor menţionate, dar se pare că valorile respective tind spre o mărime constantă.

Creşterea forţelor de aşchiere F_x; F_y şi F_z în mod neuniform în domeniul prelucrărilor mecanice prin aşchiere, cînd unghiul de degajare γ variază de la 0° pînă la —15°, se poate justifica în felul următor: în domeniul prelucrărilor mecanice cu grosimi mici de aşchie ($0{,}09 \leqslant h \leqslant 0{,}17$), mărimea coeficientului de tasare a aşchiei variază foarte puţin în raport cu mărimea unghiului de degajare al sculei şi prin urmare mărimea unghiului de forfecare β, variază între valori limită foarte apropiate. Acest fapt face ca poziţia planului de forfecare (alunecare) a elementului de aşchie să rămînă aproape nemodificată în domeniul variaţiei unghiului de degajare al sculei şi prin urmare influenţa unghiului de degajare asupra mărimii forţei specifice k_{pf}, din planul de forfecare a elementului de aşchie va fi foarte mică. Astfel şi forţele de aşchiere F_x; F_y şi F_z vor creşte foarte puţin, în acest domeniu, sub acţiunea unghiului de degajare al sculei aşchietoare.

Dimpotrivă, atunci cînd grosimea aşchiei *h* este cuprinsă între 0,17 şi 0,300 mm, rezultatele obţinute pe cale experimentală arată că la variaţii mici în sens negativ ale unghiului de degajare al sculei aşchietoare se înregistrează creşteri apreciabile pentru mărimea forţelor de aşchiere F_x; F_y şi F_z, ca urmare a creşterii considerabile a coeficientului de tasare a elementului de aşchie provocată de scăderea mărimii unghiului de forfecare β şi a coeficientului de frecare din interiorul aşchiei μ, care atrag după sine schimbarea poziţiei planului de forfecare a elementului de aşchie în raport cu mărimea unghiului de degajare γ.

Justificarea creşterii neuniforme a forţelor de aşchiere F_x; F_y şi F_z în raport cu grosimea aşchiei *h* şi unghiul de degajare al sculei aşchietoare este în concordanţă cu interpretarea dată de către Pahlitzsch [9] rezultatelor cercetărilor efectuate în domeniul prelucrărilor metalelor prin aşchiere. Rezultatele obţinute în cadrul cercetărilor efectuate, pun în evidenţă faptul, că la strunjirea longitudinală şi frezarea frontală, unghiul de degajare exercită acelaşi grad de influenţă asupra forţelor de aşchiere F_x; F_y şi F_z. Faptul că forţele de aşchiere F_x; F_y şi F_z la frezarea frontală sînt totuşi mai mari în raport cu forţele de aşchiere la strunjire longitudinală, cînd prelucrările mecanice au loc în condițiile folosirii acelorași parametri geometrici și tehnologici, își găsește explicația în gradul diferit de deformare elastico-plastică a elementului de așchie, în procesul de așchiere, datorită deosebirii dintre cinematica specifică strungului normal și mașinii verticale de frezat [7].

Cercetările [7] au arătat, de asemenea, că la prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală și frezare frontală, în condițiile păstrării acelorași parametri geometrici și tehnologici, la frezarea frontală desprinderea elementului de așchie are loc sub un unghi de forfecare β mai mic față de unghiul de forfecare al elementului de așchie format în cazul strunjirii longitudinale. Scăderea unghiului de forfecare β în procesul de desprindere a așchiei, duce la creșterea coeficientului de tasare și a forței specifice de alunecare a elementului de așchie în planul de forfecare k_{pf}, care poate fi determinat cu suficientă exactitate folosind expresia (1) stabilită de Hucks [10]:

$$k_{pf} = \frac{2}{\sin 2\beta}. \qquad (1)$$

Rezultă deci că în cazul prelucrărilor mecanice prin frezare frontală, forța specifică de alunecare a elementului de așchie în planul de forfecare k_{sf} și coeficientul de tasare a așchiei, vor avea valori mai mari față de mărimea celor întîlnite în cazul strunjirii longitudinale și ca atare forțele de așchiere F_x; F_y și F_z în cazul frezării frontale vor avea în mod corespunzător valori mai mari. Din cele arătate, se desprinde ideea că forțele de așchiere F_x, F_y și F_z la frezarea frontală au valori mai mari față de forțele de așchiere la strunjire longitudinală, nu ca urmare a influenței unghiului de degajare γ, ci datorită gradului diferențiat de deformare elastico-plastică a elementului de așchie, în procesul de așchiere, care este influențat în mod hotărîtor de către cinematica corespunzătoare strungurilor normale și mașinilor verticale de frezat.

Din analiza comparativă a rezultatelor obținute pe cale experimentală cu cele prezentate de Meyer [6], determinate în condiții asemănătoare cu cele prezentate în articolul de față, dar pentru o sculă așchietoare cu un unghi de atac $\varkappa = 90°$, reiese că gradul de influență exercitată de către unghiul de degajare al sculei așchietoare γ asupra forțelor de așchiere F_x; F_y și F_z în cazul prelucrărilor mecanice prin strunjire longitudinală și frezare frontală nu depinde de mărimea unghiului de atac $\varkappa$.

În concluzie, cercetările efectuate pun în evidență faptul că deși cinematica celor două mașini-unelte folosite la realizarea experiențelor este diferită, influența exercitată de unghiul de degajare asupra forțelor de așchiere F_x; F_y și F_z este aceeași, gradul de influență depinzînd în mare măsură de avansul de lucru s în procesul de așchiere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duca, Z.* Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte. București, Editura didactică și pedagogică, 1969.

[2] *Enache S.* Calitatea suprafețelor prelucrate. București, Editura tehnică, 1966.

[3] *Vieregge G.* Zerspanung der Eisenwerkstaffe. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1959.

[4] *Iwascheff W.* Metallberarbeitung mit negativen Spanurinkel G. W. den Baer Mikkelburg, 1953.

[5] *Opitz H.* und *Hucks H.* Der Zerspanungsvargang als Problem der Mohrschen Gelitflächentheorie für den zweiund dreiachsigen Spanungszustand. Werkstattstechnik und Maschinenbau,. 43, 1953, S. 253—260.

[6] *Meyer K. F.* Der Einfluss der Werkzeuggeometrie und des Werkstaffes auf die Vorschund Rückkräfte beim Drehen. Industrie-Anzeiger, 45 (5 iunie 1964), 135—144.

[7] *Dumitraș C.* Vergleich zwischen den auftretenden Schnittkräften beim Drehen und Stirnfräsen. Dissertation T. H. Karl Marx-Stadt, 1968.

[8] *Dumitraș C.* Calculul forțelor de așchiere la strunjirea longitudinală, În: Revista Construcția de Mașini nr. 3, 1970.

[9] *Pahlitzsch G.* Untersuchung der Einfluß des Spanwinkeles γ auf die Gräße der Schnittkräft beim Drehen. În: VDI-Zeitschrift 92 (1950), pag. 463.

[10]. *Hucks H.* Plastizitätsmechanische Theorie der Spanbildung. Werkstatt und Betrieb Heft 1 (1952), pag. 1—40.

CZ 621.9:614.8

Probleme privind zgomotul produs de mașini-unelte

Ing. Nicolae GUJA – I.C.P.M.U.A. – București
Ing. Radu DIMITRIU – I.C.P.M.U.A. – București

Influența nocivă a zgomotului asupra muncii și asupra calității produselor rezultate a condus la o intensificare a cercetărilor în acest domeniu, o serie întreagă de institute de cercetări, precum și diferite organisme internaționale concentrîndu-și eforturile în această direcție. Cercetările efectuate pînă în prezent au scos în relief că problema este deosebit de complexă, cauzele zgomotelor fiind multiple și în strînsă interdependență reciprocă, ceea ce face dificilă atît depistarea originii lor cît și stabilirea legăturilor calitative și cantitative. Zgomotul fiind un fenomen de natură oscilatorie nu poate fi separat de vibrațiile care iau naștere în timpul funcţionării maşinii şi din această cauză numai un studiu combinat al acestor fenomene poate conduce la rezultate concludente. Vibraţiile care apar în timpul funcţionării în diverse puncte se transmit în întreaga masă a maşinii, iar o parte din energie este transferată mediului înconjurător sub formă de zgomot. Pentru a găsi căile de reducere a zgomotului este necesară o imagine clară a modului de formare, a căilor de propagare în spaţiul ambiant, precum şi asupra nivelelor admisibile de zgomot. În cazul zgomotului maşinilor trebuie luată în considerare o vibraţie acustică complexă, al cărei spectru de frecvenţă acoperă o bandă extrem de largă. Urechea umană care percepe sunete între 20 şi 16 000 Hz este influenţată în mod foarte diferit, în funcţie de frecvenţa sunetului respectiv. Modul în care urechea este influenţată de sunete de diverse frecvenţe este ilustrat în figura 1 prin curbele de aceeaşi intensitate, constatîndu-se că urechea umană este deosebit de sensibilă în Zona 1000÷4000 Hz. În legătură cu nivelele de intensitate au fost stabilite în diverse ţări normative de verificare la zgomot a maşinilor-unelte aşchietoare. Astfel, în tabela 1, se redau recomandările întocmite de I. C. P. M. U. A. privind zgomotul limită admisibilă, indicîndu-se atît valoarea limită pentru zgomotul global la locul de muncă, cît şi curba de zgomot Cz care limitează nivelul componentelor de frecvenţă ale zgomotului — curbele limită Cz fiind redate în figura 2.

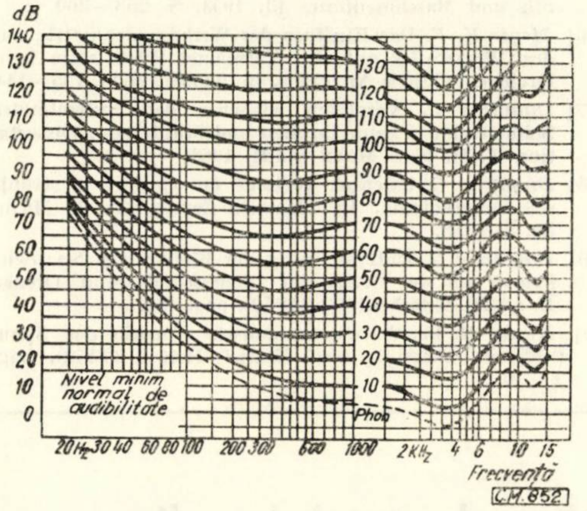


Fig. 1

În cazul maşinilor—unelte nu există o sursă unică de zgomot. Diversele mecanisme ale maşinii constituie surse de zgomot şi deci, în final, zgomotul rezultă dintr-o însumare a tuturor surselor existente. Întrucît nu reprezintă însă o însumare aritmetică, dacă o sursă de zgomot este ascultată în prezenţa unei alte surse de zgomot este posibil ca prima sursă să fie mascată de a doua în măsură mai mare sau mai mică. Exprimată în mod cantitativ mascarea reprezintă numărul de decibeli cu care se ridică nivelul sonor al zgomotului datorită sursei mascante. Din această cauză tendinţa de a diminua orice sursă de zgomot nu este totdeauna justificată, fiind necesar în primul rînd a se căuta sursa predominantă. După

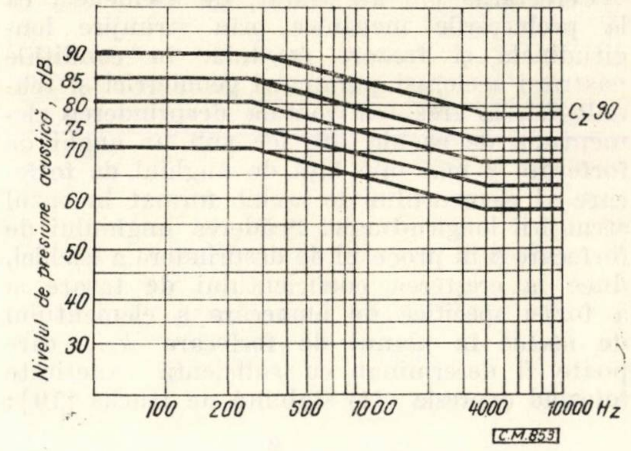


Fig. 2

Tabela 1

Familia de maşini-unelte aşchietoare		Puterea motorului de acţionare, kW	Limita maximă a zgomotului global, dB	Curba frecvenţială limită, *Cz*
Strunguri normale, revolver, automate şi semiautomate		Pînă la 4	70	75
		4—10	80	75
		Peste 10	85	80
Strunguri carusel		Pînă la 20	80	75
		Peste 20	85	80
Maşini de frezat		Pînă la 10	80	75
		Peste 10	85	80
Maşini de găurit de precizie normală		Pînă la 1,6	70	70
		1,6—4	75	70
		Peste 4	80	75
Maşini de rectificat		Pînă la 1,6	70	70
		1,6—4	73	70
		Peste 4	75	70
Maşini de danturat		Pînă la 1,6	75	70
		1,6—6,3	80	75
		Peste 6,3	85	80
Maşini de alezat şi frezat orizontal		Pînă la 15	80	75
		Peste 15	85	80
Alte maşini	Precizie ridicată	—	75	75
	Precizie normală	Pînă la 15	80	75
		Peste 15	85	80

ce zgomotul sursei mascante va fi redus la un nivel apropiat de nivelul celorlalte surse, se pot lua măsuri pentru reducerea în continuare a acestora. Problema deosebit de dificilă este depistarea şi separarea surselor de zgomot dat fiind că înregistrarea zgomotului dă o spectogramă în care toate sursele sînt însumate. Cum zgomotele sînt generate ca urmare a unor vibraţii ce iau naştere în maşină, înregistrarea vibraţiilor poate da indicaţii preţioase în ceea ce priveşte localizarea surselor de zgomot. Experimentările efectuate la I. C. P. M. U. A. au permis să se stabilească zgomotul produs în funcţionare de către diverse maşini-unelte, modul în care este distribuit cîmpul sonor în jurul maşinii, sursele de zgomot precum şi măsura în care zgomotul produs este influenţat de precizia de execuţie a angrenajelor. Au fost realizate măsurări pe un număr mai mare de maşini de acelaşi tip spre a se evita luarea în considerare a unor eventuale zgomote accidentale. În figura 3 este reprezentat cîmpul sonor în jurul uneia din maşinile de găurit încercate, maşina funcţionînd la turaţia maximă $n = 1\ 800$ rot/min.

Din analiza acestor curbe se constată o distribuţie neuniformă a cîmpului sonor, pe unele direcţii zgomotul fiind mai accentuat. În toate cazurile, pe aceste direcţii maşinile au prezentat pereţi puţin rigizi, fără nervurări, sau capace relativ subţiri. Pentru a stabili modul în care este repartizat zgomotul la locul de muncă în funcţie de frecvenţă, în raport cu valorile admise (fig. 2), au fost făcute măsurări rezultînd pentru cazul amintit mai sus (maşină de găurit) curbele din figura 4.

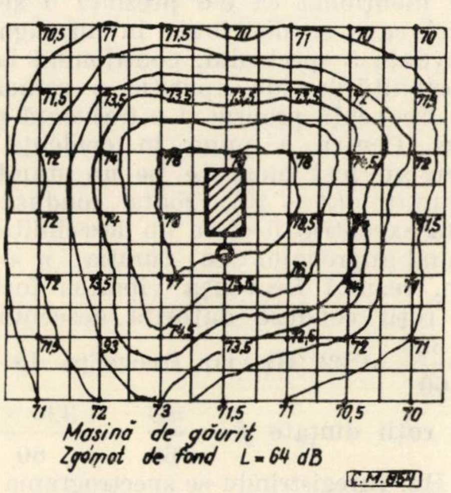


Fig. 3

Analizînd această distribuţie a zgomotului pe frecvenţe, la locul de muncă, se constată o situaţie nefavorabilă. În general, pînă la o frecvenţă de 400—500 Hz componentele frecvenţiale sînt sub limita admisibilă. De la aceste valori şi pînă la 5 000—7 000 Hz se depăşeşte limita admisibilă, pentru ca la valori mai ridicate ale frecvenţei să se revină iarăşi la valori convenabile. Avînd în vedere că maximul de sensibilitate a urechii umane este în zona 1 000—3 000 Hz, situaţia nu este de loc favorabilă şi se impune neapărat depistarea cauzelor care produc această creştere a zgomotului în zona respectivă. Pentru a pune în evidenţă influenţa diferitelor surse de zgomot, au fost cuplate angrenajele succesiv în lanţuri cinematice la diferite turaţii, înregistrîndu-se spectrogramele zgomotului rezultat.

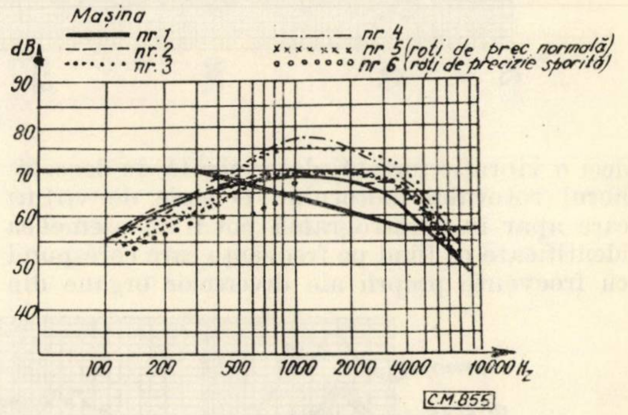


Fig. 4

Suprapunînd spectrogramele ca în figura 5 se constată un nivel deosebit de ridicat al zgomotului datorit motorului de antrenare (curba 1). Zgomotul produs de motorul electric este determinat de comportarea elementelor sale constructive, iar intensitatea sa depinde de dimensionarea şi realizarea lor mecanică şi electrică. Se impune deci ca pentru motoarele electrice de acţionare a maşinilor-unelte să se acorde o mare importanţă atît dimensionării cît şi execuţiei tehnologice, iar recepţia lor să cuprindă şi probe de zgomot şi vibraţii. Cuplarea succesivă a diferitelor angrenaje nu a determinat o creştere substanţială a nivelului componentelor frecvenţiale cu excepţia ultimului angrenaj (axul principal) a cărui cuplare s-a reflectat imediat prin creşterea zgomotului produs, începînd de la frecvenţa de 120 Hz. Spre a localiza mai precis sursele sonore s-au înregistrat în aceleaşi condiţii ca şi spectrogramele de zgomot, spectrogramele de vibraţii redate în figura 6.

Din aceste spectrograme se constată de asemenea un nivel deosebit de ridicat al vibraţiilor la funcţionarea motorului electric (curba 1) în raport cu nivelele obţinute la cuplarea succesivă a angrenajelor. Practic, o creştere mai substanţială apare şi acum numai la cuplarea axului principal, ceea ce arată că în cazul maşinii de găurit, aici este un nod constructiv insuficient de rigid şi asupra căruia trebuie acţionat. Analizînd spectrograma vibraţiilor se constată pe frecvenţa de 25 Hz o amplitudine mare. Această frecvenţă corespunde turaţiei

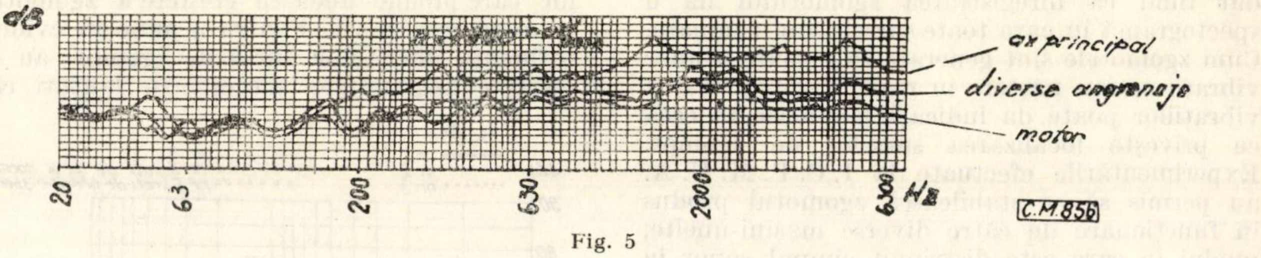


Fig. 5

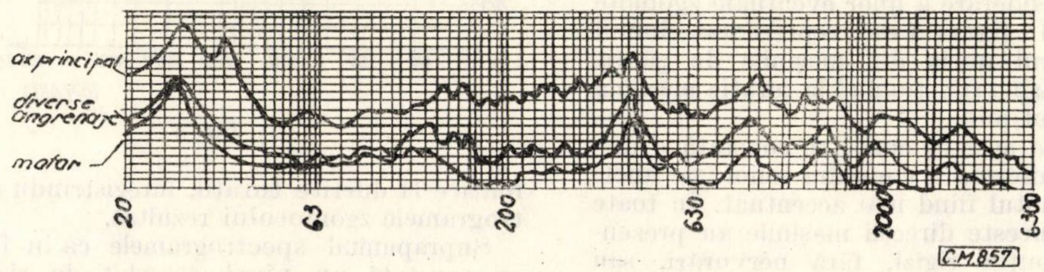


Fig. 6

$n = 1\,500$ rot/min care nu este altceva decît turaţia motorului electric. De altfel, se constată că ea apare de la prima spectrogramă cînd a fost cuplat numai motorul electric de acţionare. Vibraţia de această frecvenţă este deci o vibraţie forţată, determinată de dezechilibrul rotorului motorului. O serie de vîrfuri care apar în spectrogramă pot fi de asemenea identificate ca fiind pe frecvenţe care corespund cu frecvenţe proprii ale diverselor organe din componenţa maşinii, organe care încep să vibreze sub influenţa oscilaţiilor transmise de la motor sau de la alte surse. La cuplarea axului principal apare un vîrf cu frecvenţa de 30Hz care corespunde turaţiei $n = 1\,800$ rot/min tocmai turaţia axului principal. Rezultă că şi în cazul axului principal există un dezechilibru, ceea ce determină o vibraţie forţată. În afara acestor forţe dinamice perturbatoare, o sursă de vibraţii o constituie însăşi procesul de angrenare al roţilor dinţate. După cum se ştie în punctele de intrare şi ieşire din angrenare au loc variaţii bruşte ale forţei care acţionează pe dinţi rezultînd o serie de impulsuri care se reproduc cu o frecvenţă determinată de turaţia roţilor respective şi de numărul de dinţi. Această frecvenţă este frecvenţa de angrenare şi se poate determina cu relaţia $f = \frac{Z}{60}$ Coincidenţa frecvenţelor proprii ale sistemelor arbori-roţi dinţate cu frecvenţa de angrenare sau cu un multiplu al ei duce la rezonanţă care prezintă şi un nivel de zgomot ridicat. În proiectarea unei maşini trebuie să se ţină seamă şi să se evite această coincidenţă, dar existenţa în sine a acestor impulsuri creează o stare vibratoare care se transmite în toată masa maşinii şi în funcţie de amortizarea care are loc, diversele organe răspund pe frecvenţele lor proprii mai mult sau mai puţin după cum frecvenţele lor proprii sînt mai apropiate sau mai depărtate de frecvenţele de angrenare şi după distanţa la care se găsesc faţă de sursa respectivă de vibraţii. Din cele arătate reiese clar că două surse principale de vibraţii sînt forţele dinamice datorită dezechilibrărilor existente la diverse organe şi impulsiunile datorite angrenajelor. Aceste surse determină o stare vibratorie la care diversele organe răspund cu vibraţii pe frecvenţele lor proprii. În afara faptului că aceste surse de vibraţii se manifestă cu frecvenţe legate de turaţia de funcţionare, trebuie menţionat că ele prezintă o serie de armonici care se distribuie în întreaga zonă de frecvenţe a spectrului, contribuind la crearea posibilităţilor de apariţie a coincidenţei între o frecvenţă proprie şi o frecvenţă perturbatoare. Pentru a pune în evidenţă acest fenomen au fost montate pe un stand două roţi dinţate ($Z = 40$), roata condusă fiind montată excentric, deci cu un dezechilibru dat. Antrenînd angrenajul cu turaţia $n = 1\,320$ rot/min, rezultă frecvenţa vibraţiei forţate a axului roţii conduse datorită dezechilibrului $f = \frac{1\,320}{60} = 22$ Hz, iar frecvenţa de angrenare a roţii dinţate $f = \frac{nZ}{60} = \frac{1\,320 \times 40}{60} = 870$ Hz. Înregistrîndu-se spectrograma vibraţiilor axului roţii conduse apare situaţia prezentată în figura 7.

Se constată existenţa frecvenţei fundamentale $f_0 = 22$ Hz şi a armonicilor $f_1 = 2 \times 22$ Hz, $f_2 = 3 \times 22$ Hz, $f_3 = 4 \times 22$ Hz, $f_4 = 5 \times 22$ Hz şi $f_5 = 6 \times 22$ Hz precum şi frecvenţa de angrenare $f_0 = 870$ Hz, dublul acestei frecvenţe $f_1 = 2 \times 870$ şi triplul $f_2 = 3 \times 870$ Hz. Nivelul maxim al vibraţiilor este totuşi în zona în care se plasează frecvenţa proprie a sistemului. Rezultă clar că vibraţiile forţate determinate de dezechilibru sînt deosebit de importante atît datorită faptului că ocupă un spectru larg de frecvenţe cît şi datorită faptului că amplitudinea armonicilor succesive descreşte relativ încet, deci o însemnată parte a energiei vibraţiilor este repartizată pe aceste armonici. O valoare ridicată a amplitudinii prezintă frecvenţa de angrenare dar în acest caz vibraţia cu frecvenţă dublă sau triplă este mult mai redusă, deci energia vibraţiei este repartizată în principal pe frecvenţa de angrenare. După cum s-a afirmat anterior, există o legătură între starea de vibraţie a maşinii şi spectrul sonor.

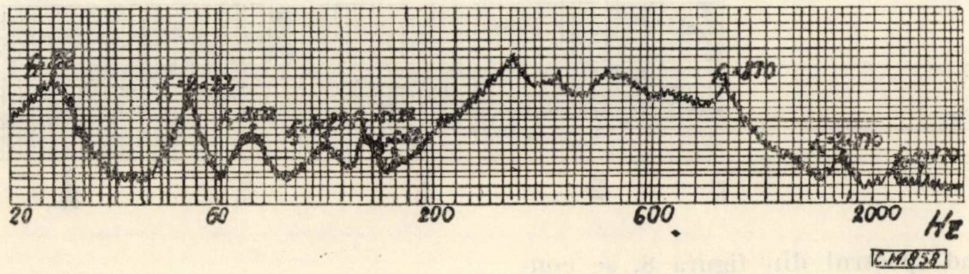


Fig. 7

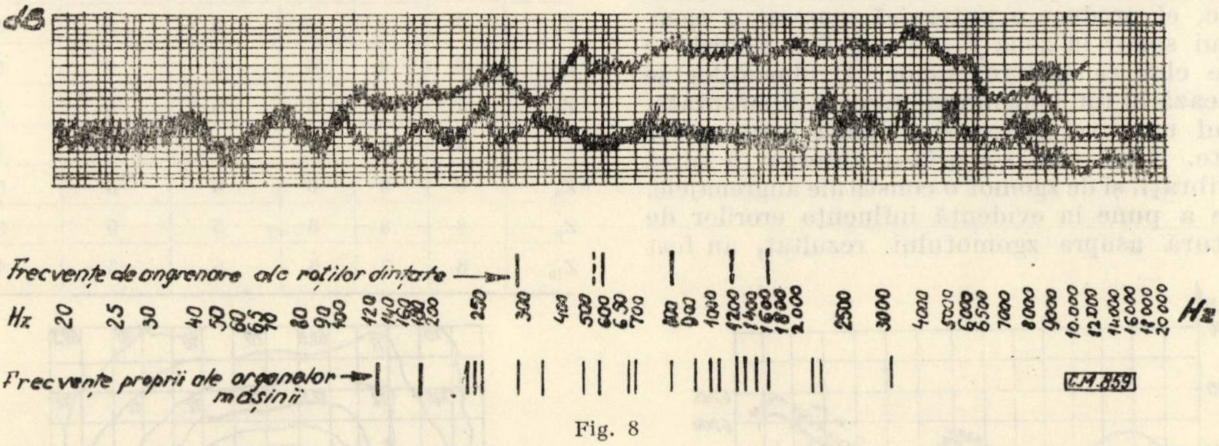


Fig. 8

În figura 8 este reprezentat prin curba *1* spectrul sonor al uneia dintre maşinile încercate, iar zgomotul de fond al încăperii în care s-a efectuat experienţa prin curba *2*. Se constată că o creştere rapidă a nivelului zgomotului produs în funcţionare apare în zona în care sînt distribuite frecvenţele proprii ale principalelor organe ale maşinii, precum şi frecvenţele de angrenare ale roţilor dinţate. Demonstrarea legăturii între vibraţii şi spectrul sonor este deosebit de dificilă datorită faptului că vibraţiile care se produc în maşină au valori diferite în diverse puncte, iar spectrul sonor pe o direcţie dată este o rezultantă a acţiunii acestor vibraţii asupra mediului înconjurător. Faptul că această corelaţie există a fost ilustrată prin experienţa ale cărei rezultate sînt prezentate în figura 9.

Pe direcţia zgomotului maxim a fost stabilit un punct care prezintă un nivel ridicat al vibraţiilor, ridicîndu-se în acest punct spectrograma vibraţiilor (curba *1*). Foarte aproape de acest punct s-a plasat microfonul, înregistrîndu-se spectrul sonor (curba *2*). Plasarea în imediata apropiere a microfonului exclude într-o oarecare măsură influenţa vibraţiei altor zone ale maşinii datorită efectului de directivitate al microfonului. Se constată că cele două curbe nu prezintă asemănare. Se ştie însă că energia vibraţiilor este dată de relaţia $W = 4\pi^2 m s^2 f^2$ unde m este masa care vibrează, iar s amplitudinea vibraţiei pe frecvenţa f. Determinînd după curba *1* amplitudinea s pe diverse frecvenţe, masa care vibrează fiind constantă, se poate determina alura curbei energiei vibraţiilor (curba *3* din fig. 9). După cum se constată, alura curbei energiei vibraţiilor — cu toate că nu s-au putut înlătura decît parţial influenţele reciproce — este deosebit de asemănătoare cu curba spectrului sonor. Din experienţele efectuate se constată deci că vibraţiile amorsate în funcţionare au o pondere deosebită în nivelul de zgomot rezultat. Analizînd relaţia care descrie mişcarea de vibraţie [1] se constată că mişcarea rezultantă este o sumă de două vibraţii, una care are loc cu pulsaţia proprie a corpului care vibrează, iar cealaltă o vibraţie cu pulsaţia forţei perturbatoare. Interacţiunea dintre aceste două mişcări în funcţie de raportul dintre cele două pulsaţii este redată în curba de rezonanţă. Aceste consideraţii indică faptul că este necesar a reduce pe orice cale posibilă acţiunea forţelor dinamice create de neechilibrări sau orice alte imprecizii de execuție, iar pe de altă parte, întrucît acest lucru este imposibil a fi continuu diminuat, alegerea unei rigidități a organelor mașinii corespunzătoare limitei pînă la care pot fi reduse forțele dinamice la un moment dat. Urmărind spectrul din figura 8, se constată că nivelul sonor ridicat se menține pînă la valori de circa 7 000 — 8 000 Hz deși frecvențele proprii și frecvențele de angrenare sînt grupate cu o densitate mare în zona 950 ÷ ÷ 2 500 Hz. În urma încercărilor efectuate a rezultat că sursa de zgomot care provoacă acest lucru sînt rulmenții.

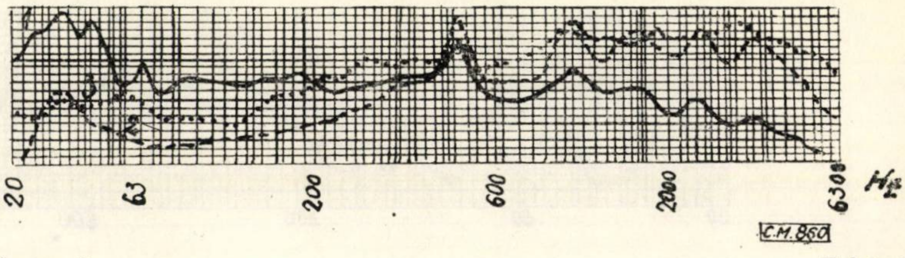


Fig. 9

În figura 10 sînt indicate măsurările efectuate asupra unor rulmenți funcționînd cu o turație de 1 500 rot/min. Întrucît motorul de antrenare nu a putut fi suficient de bine izolat fonic, el produce o puternică mascare a spectrului sonor în zona $f = 1\ 000$ Hz. Totuși, se vede clar că spectrul sonor al rulmenților se plasează în tot domeniul de frecvență măsurată, avînd un nivel ridicat și în zona frecvențelor înalte. După cum s-a arătat anterior, o sursă de vibrații și de zgomot o constituie angrenajele. Spre a pune în evidență influența erorilor de dantură asupra zgomotului rezultat, au fost înlocuite roțile existente într-o mașină de găurit cu roți de o clasă de precizie mai ridicată (tabela 2).

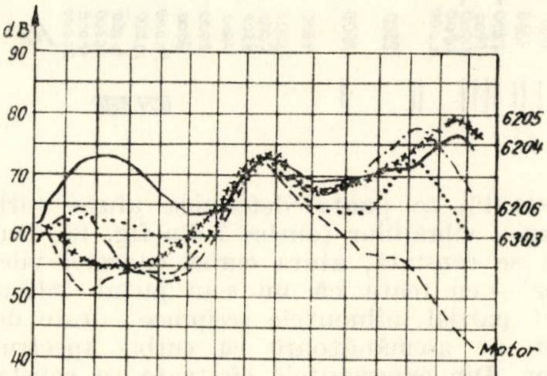


Fig. 10

Distribuția cîmpului sonor al mașinii în care s-au montat aceste roți de precizie superioară, se vede în figura 11 și poate fi comparată cu figura 3, rezultată în urma măsurărilor efectuate cu prima categorie de roți dințate.

Se constată scăderi de zgomot cu 2 dB pe unele direcții și 3 dB pe alte direcții. De remarcat că scăderea mai mare are loc pe direcțiile pe care mașina are pereți fără capace, ceea ce confirmă faptul că radiația de energie sonoră este mai redusă în cazul pereților rigizi dat fiind răspunsul lor mai scăzut la excitația primită. În ceea ce privește distribuția pe frecvențe la locul de muncă, măsurările au indicat o scădere în zona frecvențelor joase, în zona frecvențelor înalte situația rămînînd neschimbată (curba *6*, fig. 4). Rezultă că angrenajele care au în mod cert o influență deosebită

Tabela 2

Roțile dințate	Clasa de precizie inițială STAS 6273 – 60			Clasa de precizie sporită STAS 6273-60		
	Criteriul de precizie cinematică	Criteriul angrenării line	Criteriul de contact	Criteriul de precizie cinematică	Criteriul angrenării line	Criteriul de contact
Z_1	7	7	6	5	5	5
Z_2	8	7	6	5	5	4
Z_3	8	7	6	5	5	5
Z_4	7	7	6	6	5	5
Z_5	8	8	6	5	5	5
Z_6	7	8	6	5	5	5
Z_7	8	7	6	6	5	4
Z_8	8	8	6	6	5	5
Z_9	8	8	6	5	5	5
Z_{10}	8	7	6	5	5	4

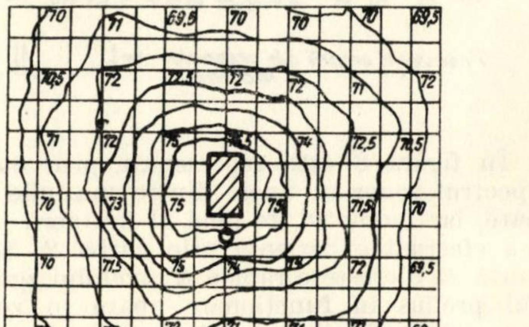


Fig. 11

în cazul preciziei reduse, pe măsură ce se mărește precizia ponderea lor în zgomotul rezultat descrește, dar de la un moment dat se menține la un nivel aproximativ constant. Explicația constă în faptul că începînd de la clasa a 6-a de precizie, efectul forțelor dinamice ce apar în procesul de angrenare nu mai poate fi redus convenabil decît prin corecții speciale de dantură, respectiv corecții de profil prin care se introduc în mod deliberat unele abateri de la forma teoretică transversală și longitudinală a dinților. Faptul că forțele dinamice în procesul de angrenare nu pot fi reduse total pe calea măririi la limită a preciziei danturii este ilustrat în figurile 12 și 13. Cu ajutorul unei mașini de controlat angrenaje, au fost ridicate vibrogramele unui angrenaj clasa de precizie 7—7—6 (fig. 12) și a unui angrenaj etalon de precizie 3—3—3 (fig. 13).

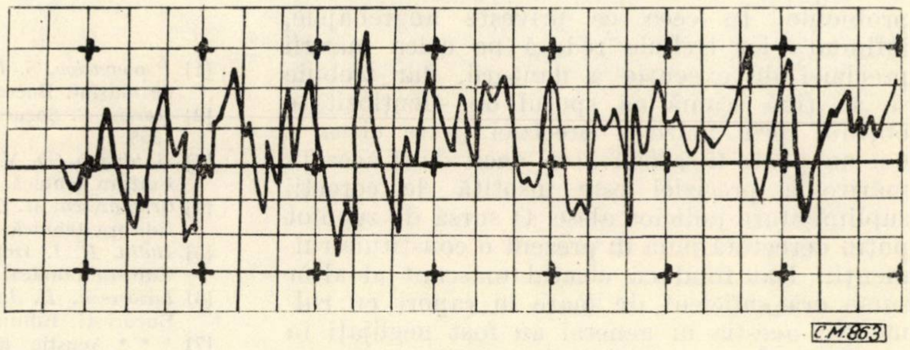


Fig. 12

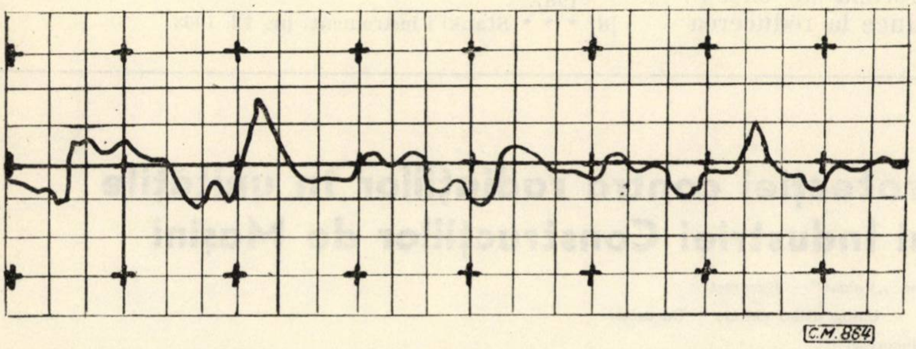


Fig. 13

În ambele cazuri roțile nu au avut corecții de profil, amplificarea imaginilor la osciloscop fiind identică. Se remarcă faptul că chiar la clasa de precizie 3—3—3 efectul dinamic al angrenării nu este neglijabil. În concluzie, se remarcă că în cazul mașinilor-unelte o sursă principală de zgomot o constituie motorul electric. Numai un motor bine echilibrat și îngrijit executat, cu zgomot mecanic și magnetic redus, poate corespunde din acest punct de vedere dat fiind ponderea sa însemnată în nivelul de zgomot rezultat al mașinii. Problema stabilirii unor norme de recepție a motoarelor electrice destinate mașinilor-unelte devine actuală deoarece în prezent sînt standardizate la noi în țară numai metodele de măsurare a vibrațiilor și zgomotului mașinilor electrice rotative, fără a se preciza valorile limită pentru diferite categorii de utilaje. În ceea ce privește zgomotul de natură mecanică generat de mașina-unealtă propriu-zisă, acesta apare după cum s-a văzut ca urmare a forțelor dinamice care provoacă deformații elastice a pieselor mașinii-unelte. Aceste deformații se manifestă sub formă de vibrații care se propagă de la sursă spre suprafețele exterioare, suprafețe care constituie sursa de zgomot radiat în spațiul înconjurător. Nivelul zgomotului rezultat reflectă în sine pe lîngă alte surse oscilațiile întreținute ale căror frecvențe coincid cu frecvențele forțelor perturbatoare și ale armonicelor acestora și oscilațiile libere care, deși sînt excitate de aceleași forțe, au loc pe frecvențele proprii ale diverselor organe componente. Amplitudinea acestor oscilații este cu atît mai mare cu cît este mai mică diferența dintre frecvența oscilațiilor proprii și frecvențele forțelor perturbatoare și armonicele lor. Din cele expuse iese în evidență importanța execuției, astfel ca forțele dinamice în funcționare să fie cît mai reduse posibil. Dezechilibrul produs de jocuri anormale sau erorile de poziție ale diverselor suprafețe sînt cu atît mai importante cu cît s-a văzut că vibrațiile datorite neechilibrării prezintă un spectru larg de armonici capabile să excite un nivel vibratoriu ridicat în întreaga mașină. Dat fiind turațiile mari care se realizează în majoritatea mașinilor-unelte, operația de echilibrare dinamică apare ca fiind strict necesară, în special la arborii principali. STAS 1670—62 prevede că piesele mașinilor-unelte cu viteză mare de rotație nu vor provoca vibrații datorită neechilibrării. Urmare a acestei prescripţii, cît şi a celor arătate anterior, rezultă că norme limitative sînt strict necesare. În prezent, în unele ţări au fost introduse deja recomandări pentru dezechilibrul remanent al organelor de maşini-unelte, ceea ce impune luarea în considerare a acestei probleme. În ceea ce priveşte angrenajele, influenţa lor trebuie redusă pe calea măririi preciziei de execuţie a danturii, dar trebuie să se ţină seamă că sporul de silenţiozitate obţinut prin mărirea preciziei peste clasa a 6-a nu poate fi satisfăcător, decît dacă această mărire a preciziei este însoţită de corecţii suplimentare judicios alese. O sursă de zgomot puţin cercetată pînă în prezent o constituie rulmenţii. Dat fiind că efectul mascant al altor surse era suficient de mare în raport cu rulmenţii, aceştia în general au fost neglijaţi în cercetări. În prezent, cînd precizia de execuţie a atins un nivel ce poate duce la reducerea efectelor celorlalte surse de zgomot, rulmenţii apar ca un element cu o pondere însemnată şi sînt necesare studii care să precizeze atît efectul lor, cît şi căile de reducere a zgomotului pe care îl produc în funcţionare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ponomariov, S. D.* Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[2] *Harris, C.* Şocuri şi vibraţii. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

[3] *Buzdugan, Gh.* Măsurarea vibraţiilor mecanice. Bucureşti. Editura tehnică, 1969.

[4] *Grumăzescu, M.* Zgomot şi vibraţii în industrie. Bucureşti. Editura tehnică, 1967.

[5] *Iudin, E. I.* Izolarea împotriva zgomotelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

[6] *Lăzărescu, I., Bichir, A.* Zgomotul maşinilor electrice. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

[7] * * * Acustic noise measurements. Bruel & Kjaer, 1967.

[8] * * * Stanki i instrument, nr. 12, 1968.

CZ 621:614.898.5.:621–784.7

Asigurarea protecţiei contra radiaţiilor în unităţile Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini

Fizician Alexandru LĂPUŞAN – uzina „Vulcan" – Bucureşti
Ing. fizician Cicerone I. STĂNESCU – Uzina utilaj chimic – Bucureşti
Ing. Gheorghe TODEA – M.I.C.M. – Bucureşti

Ultimele decenii şi în special ultimii ani se caracterizează printr-o dezvoltare rapidă a tehnicii şi în special a fizicii nucleare. Prin realizarea reacţiei dirijate de fisiune în lanţ a nucleelor atomilor elementelor grele, realizarea reactorului nuclear, precum şi prin perfecţionarea tehnicii de accelerare a particulelor încărcate s-au deschis largi posibilităţi pentru obţinerea pe cale artificială a izotopilor radioactivi cu multiple aplicaţii practice în diversele ramuri ale ştiinţei şi tehnicii.

Acestea, adăugate la continua dezvoltare şi perfecţionare a aparaturii şi instalaţiilor generatoare de radiaţii Roentgen, au dus la crearea pe plan mondial a unui arsenal de surse şi radiaţii penetrante puse la îndemîna specialiştilor şi cercetătorilor în vederea efectuării unor experienţe noi sau a aplicaţiilor în diversele ramuri ale industriei.

Folosirea pe scară largă a acestor surse de radiaţii, cu toate avantajele pe care le comportă, a fost la început ceva mai reţinută, pe de o parte, din cauza necunoaşterii întru totul a posibilităţilor pe care le oferă, pe de altă parte din cauza pericolului pe care-l prezenta, pericol stabilit în urma efectelor radiaţiilor asupra animalelor cum şi a accidentelor petrecute în cîteva centre nucleare sau a urmărilor exploziilor nucleare de la Hiroşima şi Nagasachi.

Efectele nedorite ale radiaţiilor asupra organismelor vii au constituit un semnal de alarmă, fapt care a determinat îndreptarea cercetărilor în direcţia stabilirii cît mai exacte a efectelor radiaţiilor asupra omului şi a mijloacelor de protecţie împotriva lor.

Surse de radiaţii penetrante

Domeniul energetic al radiaţiilor folosite în prezent se întinde între 10^{-2} şi 10^{5} MeV, însă pentru scopurile industriale, domeniul care prezintă interes este cuprins între 10^{-1} şi 30 MeV. Se cunoaşte o diversitate de surse care dau radiaţii cu energii cuprinse în acest interval. Ele se deosebesc între ele prin tipul radiaţiilor ce le emit, prin energia şi intensitatea acestora, prin sistemul de protecţie folosit etc. În mare, sursele de radiaţii se pot împărţi în două grupe : surse izotopice (care folosesc radiaţiile emise de izotopi radioactivi cum ar fi ${}_{27}\mathrm{Co}^{60}$, ${}_{177}\mathrm{Ir}^{192}$, ${}_{155}\mathrm{Cs}^{134}$, şi dispozitive de iradiere (reactor nuclear, accelerator de particule etc.), fiecare, la rîndul lor, putîndu-se împărţi în mai multe subgrupe după cum se vede în figura 1.

Sursele izotopice externe folosesc, pentru iradierea diferitelor sisteme, radiaţiile izotopilor radioactivi obţinuţi fie ca rezultat al activării directe în reactor (${}_{27}\mathrm{Co}^{60}$), fie prin separare din amestecul de fisiune al uraniului (${}_{155}\mathrm{Cs}^{134}$,

$_{38}Sr^{90}$). După tipul radiațiilor emise se disting surse ce folosesc emițători α, surse β și surse γ. Sursele γ constituie categoria cea mai răspîndită în aplicațiile industriale. Dintre emițătorii γ, $_{27}Co^{60}$ este cel mai utilizat, întrucît prezintă o serie de caracteristici favorabile.

Sursele de radiații Roentgen — foarte des întîlnite în industria construcțiilor de mașini — folosesc pentru iradiere radiațiile X, care apar ca urmare a procesului de frînare a electronilor accelerați în cîmpul nucleelor țintei. Energia X și γ constituie categoria radiațiilor electromagnetice penetrante, ocupînd un domeniu bine stabilit în spectrul undelor electromagnetice. Fotonii care alcătuiesc radiațiile Roentgen și γ au în același timp caracter corpuscular și ondulatoriu.

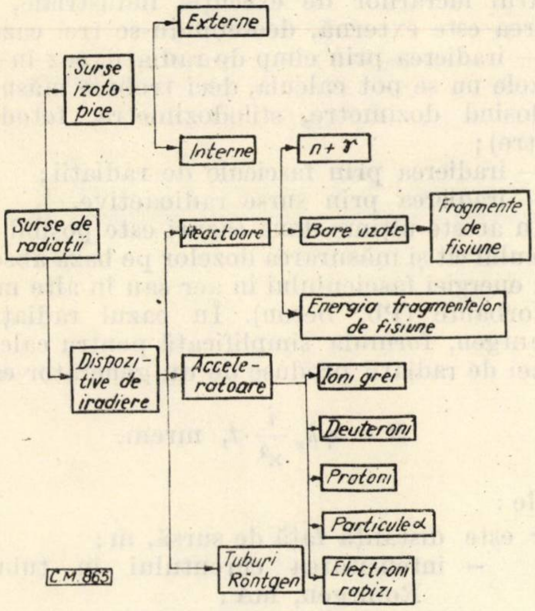


Fig. 1.

Modificările produse de radiații asupra țesuturilor vii

În esență, interacțiunea radiațiilor cu țesăturile se produce exact în același mod ca și cu substanța fără viață. Din punctul de vedere al proceselor care au loc, se poate aprecia, cu bună aproximație, interacțiunea radiațiilor cu țesutul ca și cum ar fi vorba de interacțiunea cu apa (întrucît apa este constituentul de bază al țesăturilor). La trecerea prin țesuturi radiațiile nucleare vor produce ionizări și reacții nucleare. În ce privește neutronii, ei vor acționa de preferință cu protonii din țesut, deci cea mai mare parte a ionizării va fi adusă prin protoni. Reacțiile nucleare care au loc cu unii nuclei din țesut sînt deosebit de importante.

În decursul vieții organismele vii sînt supuse mai multor tipuri de iradieri și anume :

— iradierea naturală (datorită radiațiilor cosmice, substanțelor radioactive din scoarța pămîntului sau substanțelor radioactive introduse în organism prin alimentație) ;

— iradierea tehnică (folosirea surselor în aplicații tehnice) ;

— iradierea sanitară (controale pulmonare, dentare sau tratamente medicale cu izotopi radioactivi) ;

— iradieri diverse (datorite radiațiilor date de cadranele fosforescente ale ceasurilor, precipitațiilor radioactive, televizoarelor). Pentru studierea efectelor biologice, precum și pentru luarea măsurilor de protecție, trebuie să se țină seamă de toate aceste iradieri, știind că acțiunea lor genetică se cumulează în decursul anilor sau generațiilor.

Au fost adoptate pentru diferite radiații, pentru efectivitatea biologică relativă (η), valorile din tabela 1.

Tabela 1

Radiația	η
α și β	1
neutroni termici	5
neutroni rapizi	10
protoni	10
particule alfa	20

Din diferite experiențe efectuate în laboratoare cum și din accidente regretabile s-a stabilit că efectele radiațiilor asupra celulelor vii sînt multiple și se manifestă prin modificări histologice și fiziologice, care merg pînă la distrugerea celulei sau a organismului viu.

Dozele de radiații necesare pentru a putea produce efecte vizibile variază între $10 - 10^6$ rem, sensibilitatea unui țesut fiind cu atît mai mare cu cît este mai diferențiat. Astfel ochii, țesuturile cutanate, glandele sexuale, mucoasa intestinală, măduva oaselor și țesutul limfatic sînt, în ordine crescîndă, țesuturile cele mai sensibile.

În cazul unei iradieri sub doza letală se manifestă o anomalie în diviziunea celulară, efectele cele mai importante ale radiațiilor fiind mutația genelor, oprirea mitozei considerată de biologi ca cel mai caracteristic efect al radiațiilor, fragmentarea cromosomilor și aberațiilor cromosomice ce apar în urma iradierii după minute și ore.

În afară de efectele vizibile, radiațiile mai provoacă o serie de modificări ale compușilor organici de interes biologic, ale compușilor biochimici, ale acizilor nucleici și nucleoproteinelor precum și ale sîngelui.

Trebuie adăugat că efectele biologice ale radiațiilor nucleare depind de doi factori : timpul de iradiere a materiei vii și cantitatea de energie radiantă absorbită de țesutul viu, și că intensitatea efectelor depinde de natura și energia radiațiilor care le provoacă.

Expunerea pielii la radiații provoacă înroșirea acesteia și apariția unor iritații sau leziuni. Globulele albe și roșii scad simțitor, fapt ce duce la scăderea rezistenței organismului față de infecții.

Expunînd un timp mai îndelungat organismul viu la radiații, în diferite țesuturi își face apariția cancerul. Alt efect al radiațiilor asupra organismelor vii, este reducerea duratei medii de viață a persoanelor iradiate, precum și a urmașilor acestora peste cîteva generații.

Modificările enumerate mai sus, aduse organismului viu de către radiațiile nuclerae, constituie boala de iradiere, care după cum se știe se dezvoltă în patru stadii.

Din cele arătate mai sus reiese că efectele negative ale radiațiilor asupra organismului uman sînt numeroase și importante și că se impune o protejare a lui cu atît mai mult cu cît radiațiile nu sînt detectate de către organele noastre de simț.

Protecția contra radiațiilor se realizează fie prin păstrarea unei distanțe față de sursa de radiații, fie prin intercalarea în calea radiațiilor a unor ecrane de protecție din plumb sau alt material puternic absorbant care să reducă doza de radiație la minimum posibil.

Din punctul de vedere al nivelului de iradiere sînt stabilite următoarele zone:

— zone controlate, care cuprind teritoriile unităților nucleare;

— zone supravegheate ce cuprind teritoriile învecinate cu unitățile nucleare sau suprafețele pe care se execută lucrări cu surse de iradiații nucleare în exteriorul unității nucleare (cazul laboratoarelor de control nedistructiv din unitățile M.I.C.M.;

— zone nesupravegheate care cuprind restul teritoriilor.

Pentru fiecare dintre aceste zone s-au stabilit valori maxime permise pentru dozele biologice. Pentru personalul aflat în zonele controlate, iradiat profesional, doza biologică totală, maximă permisă, se calculează cu relația:

$$B = 5\,(N - 18),\ \text{rem}, \tag{1}$$

unde:

B este doza acumulată în țesut, exprimată în remi;

N — vîrsta — exprimată în ani ($N = 18$).

Din relația de mai sus rezultă că doza de radiații acumulată într-un an nu poate fi mai mare decît 5 remi, iar persoanele tinere, sub 18 ani, nu au voie să lucreze în mediu de radiații sau să fie expuși la doze însemnate de radiații. Pentru persoanele din zonele supravegheate s-a stabilit o doză maximă de 1,5 remi/an la nivelul celor mai sensibile organe la radiații, iar pentru personalul din zonele nesupravegheate, doza maximă permisă a fost stabilită la 0,5 remi/an.

Toate aceste valori, stabilite pentru dozele biologice maxime permise de iradiere, sînt stabilite empiric deoarece pînă în prezent nu sînt stabilite cu exactitate toate efectele și gradul lor de intensitate în funcție de valoarea dozei acumulate.

Metode de protecție contra radiațiilor. Calculul ecranelor de protecție

Dozele pot fi măsurate sau calculate. În cadrul lucrărilor de execuție industriale, iradierea este externă, deosebindu-se trei cazuri:

— iradierea prin cîmp de radiații, caz în care dozele nu se pot calcula, deci trebuie măsurate (folosind dozimetre, stilodozimetre, fotodozimetre);

— iradierea prin fascicule de radiații;

— iradierea prin surse radioactive.

În aceste ultime două cazuri este posibil atît calculul cît și măsurarea dozelor pe baza absorbției energiei fasciculului în aer sau în alte medii absorbante (Pb, beton). În cazul radiațiilor Rœntgen, formula simplificată pentru calculul dozei de radiații produse de un generator este:

$$B = \eta\, k_x \frac{i}{\varkappa^2} \cdot t,\ \text{mrem}, \tag{2}$$

unde:

x este distanța față de sursă, m;
i — intensitatea curentului în tubul Rœntgen, mA;
t — timpul de staționare, s;
k_x — constantă ce măsoară puterea de ionizare a fasciculului de radiații $\dfrac{\text{mrem} \cdot \text{m}}{\text{mA} \cdot \text{s}}$.

În cazul surselor active, pentru calculul dozei de radiații se utilizează formula:

$$B = \frac{\eta}{100}\, \frac{S\, \lambda\, E_\gamma\, t}{4\pi\, x^2} \cdot \frac{\mu\ \text{aer}}{\rho\ \text{aer}},\ \text{rem}, \tag{3}$$

unde:

$\eta = 1$;
s — factor de schemă (pentru ${}_{27}\text{Co}^{60}$, $s_\gamma = 2$; pentru ${}_{177}\text{Ir}^{192}$; $s_\gamma = 2{,}473$);
λ — activitatea sursei, dez/s ($1\ Ci = 3{,}7 \cdot 10^{10}$ dez/s);
E_γ energia radiațiilor γ emise, (erg) (la ${}_{27}\text{Co}^{60}$- $E_\gamma = 1{,}25$ MeV $= 1{,}25 \cdot 1{,}6 \cdot 10^6$ erg)
t — timpul de staționare, s:
x — distanța față de sursă, m;
$\mu_{aer} = 3{,}5 \cdot 10^{-5}\ \text{cm}^{-1}$;
ρ_{aer} — $1{,}293 \cdot 10^{-3}\ \text{g/cm}^3$.

Se mai poate folosi o formulă simplificată:

$$B = \eta\, k_\gamma \frac{\lambda}{x^2}\, t, \ (4);\ \lambda,\ (Ci);\ x,\ (m);\ t,\ (s);$$

$$(B,\ \text{mrem.})$$

Valorile constantelor k_x și k_γ sînt date în tabelele 2 și 3.

Tabela 2

Radioizotopul	k_γ *mR/Ci·s* la 1 m
27 Co^{60}	0,38
155 Cs^{137}	0,11
177 Ir^{192}	0,5

Tabela 3

Tipul generatorului	Valoarea tensiunii de accelerare kV	k_x *mR/mAs* la 1 m
Picker, 150 kV; industrial	60	5,1
	90	10
	120	22
	150	32
Generator electric tip 0X250	100	6,8
	120	11,3
	150	20,5
	170	29,7
	200	43,7
	220	53,3
	250	72
Generator electric tip 0X400	250	21
	300	24,1
	350	35
	400	38,7
Generator electric resonant transformer	1000	333,3
	2000	2133,3
Betatron	10000	1250 $\frac{\text{mR}}{\text{s}}$ la 1m
	20000	1666
	100000	43333
Van de Graff	2000	1000

Doza biologică este mărimea fundamentală a sistemului radiobiologic fiind definită ca produsul dintre doza absorbită (D) şi efectivitatea biologică relativă (η):

$$B = \sum_{i=1}^{n} \eta_i D_i \tag{5}$$

Unitatea de măsură pentru doza biologică, după cum se ştie, este remul definit ca doza biologică pentru care un gram din ţesutul iradiat absoarbe, prin intermediul particulelor ionizante, energia de $100/\eta$ ergi.

Cel mai eficient mijloc de protecţie împotriva radiaţiilor îl constituie ecranarea surselor, folosind diferite materiale absorbante.

Ecranarea se bazează pe legea atenuării unui fascicul de radiaţii I_0 cînd acesta străbate un material de grosime x şi care are un coeficient liniar de absorbţie μ; $I = I_0 \cdot e^{-\mu x}$ (6). Natura şi grosimea ecranului trebuie judicios alese, astfel, ca doza de radiaţii în spatele ecranului să nu depăşească valoarea maximă admisă în zona respectivă.

Ecranarea radiaţiilor X se face folosind materiale cu Z mare, deoarece absorbţia radiaţiei creşte cu $\overline{Z}$ (fig. 2).

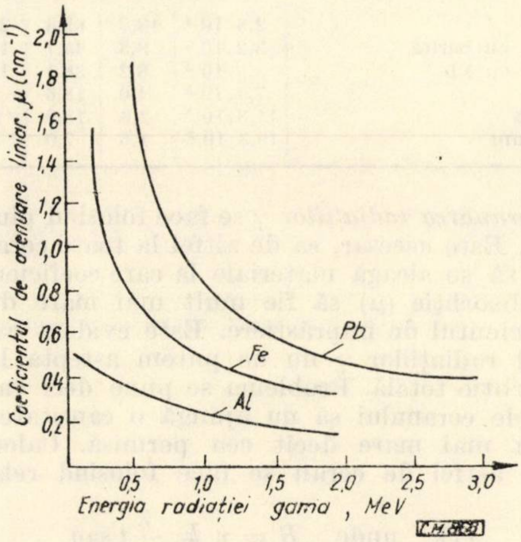


Fig. 2.

Pentru calculul unui astfel de ecran se poate folosi formula:

$$x = 3{,}32 \lg \frac{3\,B}{B_{max,\,adm}} \cdot d_{1/2}, \tag{7}$$

unde:

$B = \eta\, K_x \dfrac{i}{(l + x)^2} \cdot (t$, (8), (v. relaţia (2), cum $1 \gg x$, relaţia devine $B = \eta\, K_x \dfrac{i}{l^2}\, t$, (9);

$B_{max,\,adm}$ — doza maximă admisă în zona respectivă;

$d_{1/2}$ — valoarea grosimii de înjumătăţire;

x — grosimea ecranului;

l — distanţa sursă-ecran.

Valorile grosimilor de înjumătăţire ($d_{1/2}$) sînt date în tabelele 4 şi 5.

Tabela 4

Tensiune, kV	$d_{1/2}$, mm	
	plumb	beton = $2{,}3 \cdot 10^3$ kg/m³
50	0,05	5,08
70	0,18	12,7
100	0,24	17,78
125	0,27	20,32
150	0,3	22,86
200	0,5	25,4
250	0,8	27,94
300	1,5	30,48
400	2,2	33,02
1 000	8	45,72
2 000	12	62,23

Tabela 5

Materialul	Densitatea, kg/cm³	$d_{1/2}$, mm		
		177 Ir^{192}	27 Co^{60}	155 Cs^{137}
Beton	$2{,}3 \cdot 10^{3}$	13,7	63,8	27,0
Beton cu barită	$3{,}2 . 10^{3}$	9,8	45,7	19,5
Sticlă cu Pb	$3{,}8 . 10^{3}$	8,2	38,1	16,3
Fier	$7{,}9 . 10^{3}$	4,0	18,6	7,0
Plumb	$11{,}3 . 10^{3}$	2,8	13,0	5,5
Wolfram	$19{,}3 . 10^{3}$	1,6	7,0	3,2

Ecranarea radiaţiilor γ se face folosind plumb (Pb). Este necesar, ca de altfel la toate ecranările, să se aleagă materiale la care coeficientul de absorbţie (μ) să fie mult mai mare decît coeficientul de împrăştiere. Este evident că în cazul radiaţiilor γ nu ne putem aştepta la o absorbţie totală. Problema se pune deci ca în spatele ecranului să nu ajungă o cantitate de foton mai mare decît cea permisă. Calculul unui astfel de ecran se face folosind relaţia (7), unde $B = \eta\ k_\gamma \frac{\lambda}{l^2} t$ sau

$$B = \frac{\eta}{100} \frac{s\ \lambda E_\gamma t}{4\ \pi\ l^2} \frac{\mu_{aer}}{\rho_{aer}},$$

l fiind distanţa dintre sursă şi ecran.

Ecranarea radiaţiilor β. Este o radiaţie cu parcurs, deci, în principiu, un absorbant de o grosime convenabilă va absorbi total radiaţia β, indiferent de intensitatea fasciculului. Aceasta este exact, cu observaţia că fasciculele β pot da naştere prin frînare la radiaţia γ de frînare. De aceea, la ecranarea radiaţiilor β este recomandabilă folosirea ecranelor cu Z mic, la care fenomenele de frînare sînt destul de neînsemnate. În acest scop sînt recomandate ecrane de bachelită, mase plastice, aluminiu. Cu toate acestea , în astfel de cazuri se calculează radiaţia de frînare şi apoi se ecranează şi radiaţia γ astfel produsă.

Relaţia de calcul a grosimii ecranului de plumb este dată de relaţia (7), însă B se va calcula astfel :

$$B = \eta\ k_\gamma \frac{F\ \lambda}{l^2} t, \qquad (10),$$

$$\text{unde } F = 1/800\ E_\beta\ Z_{ecran}, \qquad (11),$$

E_β fiind energia radiaţiilor β, iar Z are valoarea funcţie de tipul de ecran β ales.

Ecranarea radiaţiei neutronice. Întrucît neutronii termici sînt puternic absorbiţi de anumite materiale, ecranarea radiaţiei neutronice se face termalizînd întîi particulele. Ecranul de protecţie va fi alcătuit deci dintr-un strat de moderator şi apoi dintr-un alt strat de cadmiu. Ca moderatori se folosesc apa, parafina şi grafitul. Deşi grafitul prezintă secţiune eficace mai mică, deci necesită stratul de grosimi mai mari, este de preferat moderatorilor cu H_2 în care au loc procese secundare care ar cere un supliment de ecranare. Reacţia de absorbţie a neutronilor termici în cadmiu este de tip (n, γ) şi produce radiaţii de — 7,5 MeV, pentru care trebuie asigurată o protecţie suplimentară care se calculează folosind relaţiile date la ecranele pentru radiaţii gama.

Ecranarea descrisă a surselor de radiaţii penetrante nu este singura metodă pentru realizarea protecţiei personalului contra efectelor nocive ale radiaţiilor. Un alt procedeu, foarte răspîndit în cazul iradierilor în atelierele productive, îl constituie depărtarea operatorilor la o distanţă convenabilă faţă de sursa de radiaţii. Determinarea distanţei minime dintre operator şi sursă poate fi făcută folosind următoarele relaţii :

— pentru instalaţii Roentgen :

$$x_{min} = \sqrt{\frac{\eta k_\gamma\ i\ t}{B_{max,\ admisă}}},\ \text{m}, \qquad (12)$$

— pentru surse radioactive :

$$x_{min} = \sqrt{\frac{\eta\ k_\gamma\ \lambda t}{B_{max,\ admisa}}},\ \text{m}. \qquad (13)$$

Exemplu de calcul. Se va determina numărul maxim de treceri al unui macaragiu peste o zonă în care se lucrează cu o sursă radioactivă în următoarele condiţii :

— activitatea sursei ($_{27}Co^{60}$) folosite : 1 Ci;
— distanţa minimă sursă-macara : 7 m;
— timpul unei treceri : 30 s.

Se calculează doza pe care o primeşte macaragiul la o singură trecere : $B = \eta k_\gamma \frac{\lambda}{x^2} t$; $\eta = 1$;

$k_\gamma = 0{,}38 \frac{mR}{Cis}$ la 1 m (tabela 2); $\lambda = 1\ C_i$;

$x = 7\text{m},\ t = 30''$; $B = \frac{0{,}38 \cdot 1 \cdot 30}{49} \cong 0{,}24$ mrem;

$B_{admis/zi} = 3{,}3$ mrem. Numărul de (treceri) va fi :

$N = \frac{B_{admis/zi}}{B_{primit/trecere}} = \frac{3{,}3}{0{,}24} \approx 13$ treceri/zi.

Dacă în locul sursei γ se consideră o instalaţie Roentgen ce lucrează la 200 kV, 5 mA, numărul de trecerei se va calcula după cum urmează :

$B = \eta\ k_x \frac{i}{x^2} t$; $\eta = 1$; $k_x = 43{,}7, \frac{mR}{mA \cdot s}$, la 1m;

$i = 5$ m A; $x = 7$ m; $t = 30''$; $B = \frac{43{,}7 \cdot 5 \cdot 30}{49} \cong$

$\cong 134$ mrem $\gg B_{admis/zi}$

În această situaţie nu se poate face nici o trecere ci este necesar să se prevadă o protecţie de plumb la cabina în care stă macaragiul.

Grosimea peretelui de plumb necesară va fi:

$$x = 3{,}32 \lg \frac{3\ B}{B_{max,\ admis}} \cdot d_{1/2} = 3{,}32 \lg \frac{3 \cdot 134}{3{,}3} \cdot$$

$$\cdot 0{,}5 = 3{,}46 \text{ mm.}$$

Se va alege un ecran gros de 4 mm plumb.

Organizarea unităților nucleare

Modul de organizare al unităților nucleare în țara noastră este stabilit și reglementat prin instrucțiunile Comitetului pentru energia nucleară privind regimul de lucru cu surse de radiații nucleare, elaborate în 1962 conform art. 13, din H. C. M. 741. 1961. Respectarea acestor instrucțiuni este obligatorie pentru toate unitățile nucleare.

Pentru ca lucrările cu surse de radiații nucleare să se desfășoare în bune condiții cum și pentru a se evita iradierea inutilă a personalului, este necesar ca spațiile destinate acestor lucrări să fie amenajate corespunzător.

Pentru că în cadrul M. I. C. M. majoritatea surselor de radiații sînt destinate lucrările de defectoscopie, amintim modul de asigurare împotriva radiațiilor a laboratoarelor de radiografie industrială.

În scopul asigurării protecției contra radiațiilor, pereții camerelor în care se execută lucrări sau se depozitează surse de radiații sînt construiți din beton special (cu barită) sau beton placat cu plăci de plumb de o grosime care să asigure la exteriorul peretelui doza permisă.

O altă variantă este amplasarea camerelor de expunere la subsol fără a avea deasupra parter sau încăperi populate. Adeseori, cînd gabaritul recipienților sau pieselor de controlat depășește posibilitățile laboratoarelor, acestea se controlează cu radiații direct în hală, pe locul de execuție. În acest caz se iau măsuri speciale de protecție, împrejmuindu-se zona periculoasă din jurul obiectului cu panouri de plumb înalte de 3 m și cu o grosime care să asigure în exterior doza permisă.

Camerele de iradiere dispun de un sistem de ventilație, care să asigure 3—5 schimburi de aer pe oră, și căi de acces prevăzute cu șicană. De asemenea pereții laboratorului sînt vopsiți în ulei, iar pardoseala are practicată în ea orificii de scurgere a apei de curățire.

În afară de aceste măsuri de protecție se utilizează și sisteme de avertizare: *vizuale* (lămpi roșii cu lumină intermitentă, panouri avertizoare cu semnal indicator de radiații vopsit negru pe fond galben (fig. 3), inscripții de avertizare pe pereții exteriori ai camerelor sau panourile de plumb etc.) sau *acustice* (sonerii, buzzere, sirene sau debitmetre cu dispozitive de semnalizare acustice și vizuale).

Pentru controlul iradierii, unitatea nucleară dispune de radiometre portabile, cu ajutorul cărora se pot efectua determinări ale nivelelor radiațiilor.

În afară de acestea, întreg personalul unității este obligat să poarte stilouri dozimetrice cu citire directă sau fotodozimetre al căror control se efectuează săptămînal, bilunar sau lunar, în vederea stabilirii dozei acumulate personal de fiecare angajat al laboratorului respectiv și, dacă este cazul, să fie scos temporar sau definitiv din mediul de radiații.

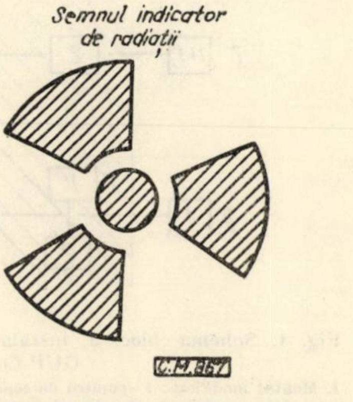


Fig. 3.

Tot o măsură de prevenire a îmbolnăvirii persoanelor iradiate profesional, o constituie controlul medical periodic efectuat asupra întregului personal al unității nucleare, programul redus, concediul suplimentar în funcție de gradul unității nucleare, precum și sporul de periculozitate acordat pentru condiții vătămătoare de muncă.

Reducerea nivelului de iradiere a unitățile nucleare ale ministerului nostru stă permanent în atenția cadrelor de conducere și a compartimentelor de protecție a muncii din întreprinderi; în acest sens unitățile sînt dotate cu aparatură modenă de măsurare a radiațiilor, cu avertizoare de diverse tipuri etc.

Acțiunea de autoutilare aduce și ea contribuții însemnate în realizarea de noi dispozitive. Putem aminti, pe această linie, realizarea, în laboratoarele de control nedistructiv cu radiații ale uzinei „Vulcan" București, a unui pupitru de telecomandă (fig. 4), adaptabil la instalațiile de gamadefectoscopie cu cobalt 60, tip GUP-Co -5-1, de proveniență sovietică. În timpul lucrului cu aceste instalații adeseori surveneau defecțiuni ce blocau sursa de cobalt radioactiv pe cablul de ghidaj, defecțiuni ce în majoritatea cazurilor proveneau de la sistemul electric de relee. Intervenția pentru deblocarea sursei se executa manual la cîțiva centimetri de sursa de radiații.

Cu ajutorul noului pupitru de comandă se evită suprairadierea persoanei ce depanează defecțiunea în afara zonei periculoase (zona hașurată din figură).

Tot la uzina „Vulcan" poate fi evidențiat laboratorul modern de gamadefectoscopie cu două uși plumbate pentru introducerea produselor de controlat, acţionate electromecanic, în greutate de aproximativ 20 t fiecare, precum şi depozitul de surse radioactive amenajat în subsolul camerei de iradiere şi prevăzut cu lift electric pentru ridicarea şi coborîrea conteinerelor de plumb cu surse radioactive.

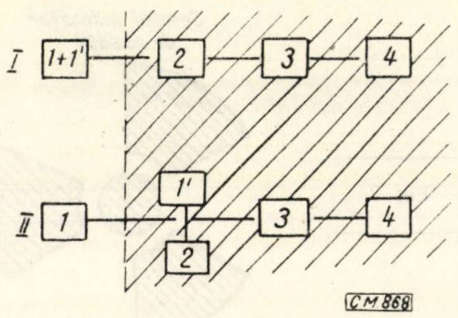


Fig. 4. Schema bloc a instalaţiei de gamadefectoscopie GUP-Co-5-1 :

I. Montaj modificat : *1* – pupitru de comandă ; *2* – instalaţia de acţionare mecanică a sursei ; *3* – conteinerul sursei radioactive ; *4* – capul de iradiere. *II*. Montaj iniţial : *1* – telecomandă ; *1'* – instalaţia electrică de comandă ; *2* – instalaţia de acţionare mecanică a sursei radioactive ; *3* – conteinerul sursei radioactive ; *4* – capul de iradiere.

La toate acestea se adaugă sistemul de dozimetre bine organizat, cu stilouri dozimetrice tip CSR, fotodozimetre şi debitmetre portabile tip RD 531 model „Doziport" IFA, cu ajutorul cărora se delimita zonele cu nivele de radiaţii periculoase.

Concluzii

Din prezentul articol se pot desprinde o serie de elemente esenţiale legate de folosirea surselor de radiaţii penetrante, precum şi de protecţia contra radiaţiilor. Este strict necesar ca în întreprinderi să se aibă tot timpul în vedere efectul nociv al radiaţiilor şi să se ia toate măsurile ce decurg din acest aspect.

Printre recomandările esenţiale care se pot face în legătură cu folosirea surselor de radiaţii penetrante în industria construcţiilor de maşini amintim cîteva :

1) amplasarea conform normelor în vigoare a laboratoarelor de defectoscopie ;

2) calcularea precisă a ecranelor protectoare ;

3) evitarea aglomerării de surse radioactive, ţinîndu-se seamă de elementele care au fost luate în considerare la calculul protecţiei ;

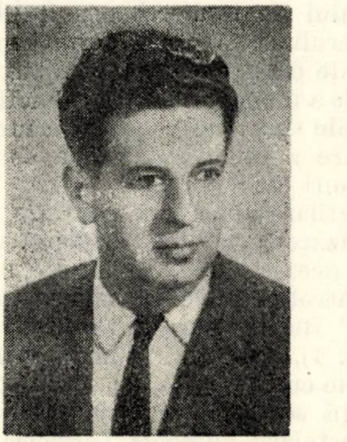
4) măsurarea periodică a dozelor în perimetrul laboratoarelor şi în zonele învecinate ;

5) asigurarea sistemelor avertizoare în locuri uşor vizibile ;

6) respectarea cu stricteţe a normelor de protecţie a muncii la lucru în cîmpuri de radiaţii.

CZ 621.436.038:620.193.1:534.321.9

Influenţa ultrasunetelor asupra eroziunii cavitaţionale a unor elemente din sistemul de injecţie al motorului D-103



Dr. ing. Emil LĂZĂRESCU – Centrul de cercetări tehnice – Iaşi
Ing. Alecsandru BÂRJOIANU – Centrul de cercetări tehnice – Iaşi

Emil Lăzărescu a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic din Iaşi cu calificativul „Magna cum laude'' în anul 1948. Este doctor inginer, specialitatea motoare termice, din anul 1970. Este autorul a peste 50 lucrări publicate în ţară şi în străinătate. Este decorat cu Ordinul Muncii clasa a III-a pentru munca ştiinţifică şi obştească desfăşurată. În prezent este cercetător principal gradul III la Centrul de cercetători tehnice şi fizice Iaşi.

În lucrarea de faţă s-a propus să se cerceteze comportarea materialelor conductelor de injecţie faţă de eroziunea cavitaţională. Lucrarea experimentală a fost îndreptată asupra a două direcţii de cercetare :

influenţa ultrasunetelor asupra eroziunii cavitaţionale în conductele de înaltă presiune a sistemelor de injecţie ;

influenţa eroziunii cavitaţionale asupra acelor de injector.

După cum se ştie, la motoarele Diesel rapide, eroziunea cavitaţională are loc cu o intensitate deosebită în instalaţiile de alimentare cu combustibil. Această problemă a devenit tot mai importantă în ultimii ani, mai ales la motoarele Diesel rapide.

Cercetările teoretice şi experimentale ale procesului de eroziune cavitaţională în instalaţiile de injecţie ale motoarelor Diesel rapide sînt descrise într-o serie de lucrări relativ recente [4], [5], [6], [8], [9].

Problema eroziunii cavitaţionale este foarte complexă şi pentru rezolvarea ei, pe lîngă metodele clasice de investigaţie, s-au folosit şi metode moderne, cum ar fi utilizarea izotopilor radioactivi [4], [6], a ultrasunetelor [7] sau a fotografierii la microscopul electronic [10].

Prima serie de cercetări experimentale efectuate se axează pe determinarea indicelui anual de penetraţie al eroziunii la diverse probe de conducte de injecţie ale unui motor D-103 sub acţiunea ultrasunetelor cu frecvenţa de 500—3 000 kHz şi cu diferite intensităţi ale cîmpului ultrasonor. Eşantioanele de conducte de înaltă presiune ale sistemului de injecţie au fost aşezate în recipientul cu motorină deasupra generatorului ultrasonor.

Gradul de uzură al conductelor de injecţie, ca rezultat al eroziunii cavitaţionale, s-a determinat prin diferenţa dintre masa epruvetelor neultrasonate şi masa aceloraşi probe după ce au fost supuse acţiunii ultrasunetelor [5], [6]. Cîntărirea s-a făcut pe o balanţă microanalitică cu o precizie de 10^{-8} kgf. Rezultatele experimentale s-au exprimat prin următorii parametri caracteristici ai eroziunii prin cavitaţie : indicele gravimetric de eroziune cavitaţională ; indicele de penetraţie anuală al eroziunii cavitaţionale şi viteza de eroziune cavitaţională.

Indicele gravimetric de eroziune prin cavitaţie, exprimat în kgf/m ^{2} . s, se defineşte prin variaţia masei probei în urma eroziunii, pe unitatea de suprafaţă şi unitatea de timp :

$$K = \frac{\Delta m}{s \cdot t},$$

unde :

Δm reprezintă variaţia masei probei datorită eroziunii cavitaţionale, kgf ;
S — suprafaţa probei, m ^{2} ;
t — durata expunerii probei la acţiunea ultrasunetelor, m.

Neţinînd seamă de masa specifică a metalului, aprecierea eroziunii cavitaţionale cu ajutorul indicelui gravimetric, nu scoate în evidenţă faptul că, pentru aceeaşi cantitate de material erodat, diferite metale îşi micşorează grosimea în proporţii diferite. De aceea, prezintă interes transformarea datelor gravimetrice obţinute prin determinări experimentale directe, în coeficienţi caracteristici ai micşorării grosimii metalului, adică în indicele anual de penetraţie al eroziunii cavitaţionale p şi în viteza de eroziune v.

În funcţie de indicele K, de masă specifică ρ în kgf/m ^{3}, şi de coeficienţii numerici care apreciază durata de funcţionare anuală, rezultă :

$$p = 3\,114 \cdot 10^{10} \frac{K}{\rho}, \ \mu\text{m/an},$$

$$v = 3{,}6 \cdot 10^{12} \frac{K}{\rho}, \ \mu\text{m}/1\,000 \text{ h}.$$

Instalaţiile experimentale şi metodica de lucru. În cadrul instalaţiei experimentale (fig. 1) este inclus un oscilator (fig. 2) prevăzut cu două tuburi electronice de puteri diferite. Instalaţia cuprinde şi un redresor prevăzut cu două lămpi RG-250/3 000, pentru redresarea tensiunii alternative de 1 500 — 3 000 V dată de un transformator, adecvat izolat în ulei (fig. 3).

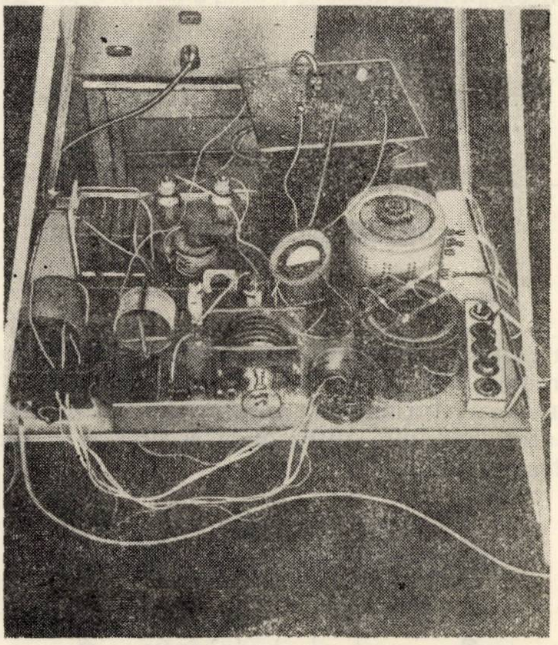


Fig. 1

Generatorul de ultrasunete al instalaţiei (fig. 4) constă din discul metalic *1* ce formează capacul cuvei *2* cu pereţi dubli pentru răcire. Peste capac s-a aşezat cristalul de cuarţ *3* izolat de discul metalic *1* printr-o foiţă de mică *4*.

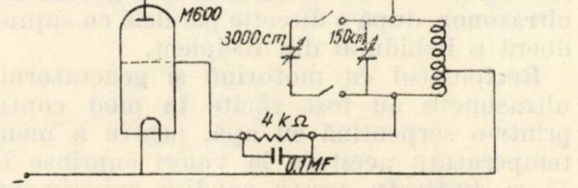


Fig. 2

Discul de cuarţ *3*, argintat pe ambele feţe, formează un condensator electric ale cărui contacte electrice sînt realizate la partea inferioară prin foiţa de staniol *5*, iar la partea superioară, prin inelul metalic 6 fixat în inelul electroizolant *7*.

Plăcuţa de cuarţ este menţinută între inelele *1* şi *7* printr-o uşoară presiune exercitată de resorturile *8*. Întregul dispozitiv s-a introdus în cuva cu motorină *9*. Plăcuţele de piezocuarţ de frecvenţe diferite sînt montate în suportul descris în aşa fel, încît să asigure obţinerea unei energii ultrasonore maxime şi o răcire suficientă.

În cercetările experimentale efectuate s-au folosit patru cuarţuri piezoelectrice, avînd frecvenţele proprii de 500, 1 000, 2 000 şi 3 000 kHz.

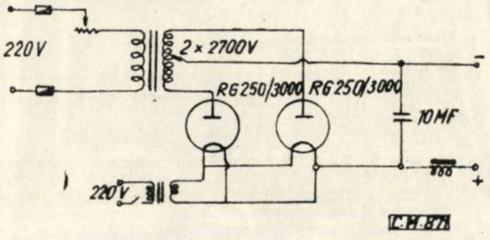


Fig. 3

Cu ajutorul generatorului de ultrasunete s-au cercetat toţi parametrii care influenţează eroziunea cavitaţională şi anume : frecvenţa, intensitatea cîmpului ultrasonor şi durata acţiunii ultrasunetelor.

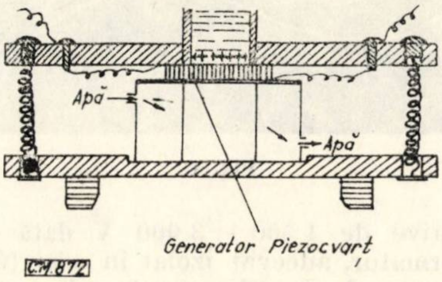


Fig. 4

Epruvetele, de cercetat, confecţionate din fragmente de conducte de înaltă presiune, au fost aşezate în motorină deasupra generatorului ultrasonor, după o direcţie paralelă cu suprafaţa liberă a lichidului din recipient.

Recipientul cu motorină şi generatorul de ultrasunete au fost răcite în mod continuu printr-o serpentină cu apă, pentru a menţine temperatura acestora la valori cuprinse între 35 şi 40°C. În aceste condiţii experimentale, fiecare epruvetă a fost supusă acţiunii ultrasunetelor timp de 3 ore pentru fiecare valoare a curentului anodic al oscilatorului. Cantitatea de bule cavitaţionale creată, care se urcă la suprafaţa motorinei, precum şi mărimea lor, este direct proporţională cu intensitatea cîmpului ultrasonor în zona lichidului considerat. Dacă puterea cîmpului ultrasonor devine insuficientă, se constată că nu apar bule (absenţa cavitaţiei). Din acest motiv s-a lucrat cu curenţi anodici mai mari decît 40—50 mA.

Un punct de pe curba experimentală reprezintă media aritmetică a cinci determinări. Dispersia rezultatelor nu a fost mai mare de 10%. Epruvetele au fost curăţate înainte şi după fiecare determinare cu diferiţi solvenţi, măsurîndu-se, de fiecare dată, după curăţiri repetate, diferenţa de masă. S-a ajuns astfel la diferenţe de cîntărire mai mici de 0,2 mgf. Motorinele folosite au fost în prealabil filtrate prin centrifugare la o centrifugă de laborator. Constantele fizice ale motorinelor utilizate sînt date în tabela 1.

Tabela 1

Tipul de motorină	Indicele Diesel	Densitatea, kgf/m³	Aciditatea organică, $\frac{\text{mgKOH}}{\text{100 ml}}$	Punct de congelare, °C	Viscozitatea, °E la 20°C
Motorina 1 (A)	53	843	3,36	— 5	1,31
Motorina 2 (B)	48	853	2,80	—15	1,55
Motorina 3 (C)	47	857	2,24	—20	1,46

Rezultate experimentale. Rezultatele experimentale privind acţiunea ultrasunetelor asupra conductelor sînt redate în figura 5, în care sînt reprezentate curbele de variaţie ale indicelui gravimetric de eroziune cavitaţională la o conductă de injecţie, în funcţie de intensitatea cîmpului ultrasonor (intensitatea curentului anodic al generatorului de ultrasunete).

Condiţiile experimentale au fost următoarele : frecvenţa ultrasunetelor 1 000 kHz ; temperatura combustibilului lichid 35°C ; durata ultrasonării 3 ore.

Rezultatele experimentale obţinute demonstrează că eroziunea cavitaţională creşte cu intensitatea cîmpului ultrasonor. Variaţia indicelui gravimetric de eroziune cavitaţională are acelaşi caracter pentru toate motorinele folosite. Curbele de variaţie ale indicelui gravimetric de eroziune cu intensitatea cîmpului ultrasonor îşi schimbă panta în jurul valorii intensităţii curentului anodic de 100 mA. La intensităţi mici ale curentului anodic, eroziunea cavitaţională creşte lent cu intensitatea curentului anodic, pentru ca la valori peste 100 mA să crească mult mai repede.

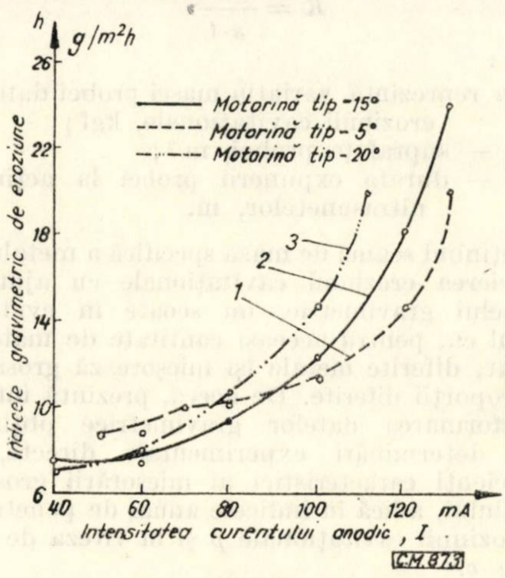


Fig. 5

Experiențele efectuate dovedesc că mărimea primei porțiuni a graficului, cu pantă mică, depinde de starea suprafeței piesei supuse acțiunii ultrasunetului; la probele cu suprafața lustruită, prima porțiune din grafic este mai mare decît la problele ce prezintă defecte de fabricație.

Tabela 2

Tipul motorinei	Parametrii ultrasunetului			Parametrii eroziunii cavitaționale la conductele de injecție		
	Frecvența, kHz	Intensitatea, mA	Durata acțiunii ultrasunetului, ore	K g/m²h	K kg/m²s x 10⁻⁶,	p micrometri/an
Motorina 1	1 000	100	3	11,25	3,23	12,5
Motorina 2	1 000	100	3	13,6	3,78	15,1
Motorina 3	1 000	100	3	14,1	3,92	15,6

Cu ajutorul datelor obținute s-a calculat indicele de penetrație al eroziunii cavitaționale produsă cu ajutorul ultrasunetelor. În cazul conductelor de injecție, valorile calculate ale indicelui de penetrație p al eroziunii sînt date în tabela 2.

În studiul experimental al acelor de injector supuse acțiunii cîmpului ultrasonor, metodica de lucru a fost aceeași. S-au determinat, de asemenea, pierderile de masă a acelor de injectola diverse frecvențe.

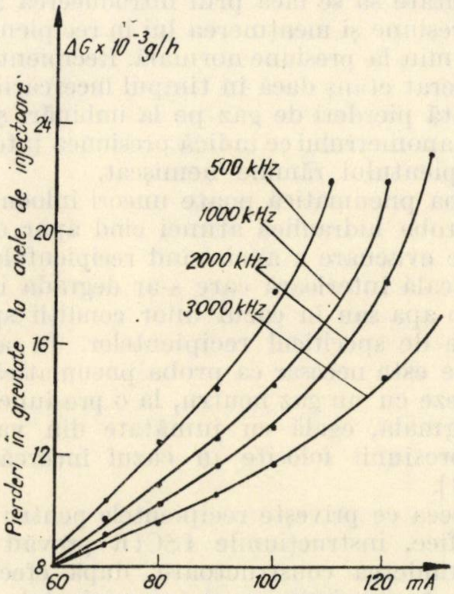


Fig. 6

În figura 6 sînt reprezentate curbele de variație ale pierderilor în greutate la acele injectoarelor în funcție de intensitatea cîmpului ultrasonor, pentru patru frecvențe diferite ale ultrasunetului.

Din examinarea datelor experimentale, redate în figura 6, se constată că viteza de uzură prin cavitație este cu atît mai mare cu cît frecvența ultrasunetului este mai mică.

Concluzii. Cercetările efectuate cu ultrasunete permit stabilirea concluziilor prezentate în continuare.

Astfel, cercetarea comportării echipamentului de injecție față de eroziunea cavitațională produse cu ajutorul ultrasunetelor, prezintă următoarele avantaje:

— fenomenul de cavitație poate fi modelat ușor după parametrii doriți de experimentator;
— experimentările necesită un consum redus de lichide și materiale;
— spațiul redus pentru cercetare;
— durata unei experiențe poate fi numai cîteva ore;
— probele pot fi supuse unor solicitări de cavitație ușor de reprodus.

Mai trebuie menționat că unei anumite viteze de eroziune prin cavitație ultrasonoră, i se poate găsi un anumit echivalent al vitezei reale de eroziune cavitațională la orice element al sistemului de injecție; o dată stabilit acest factor de echivalență pentru viteza reală de eroziune cavitațională, se poate determina ușor intensitatea fenomenului de distrugere pentru orice regim de funcționare al sistemului de injecție.

În plus, se constată că reducerea anuală a grosimii materialului prin eroziunea cavitațională la conductele de injecție supuse acțiunii ultrasunetelor, este cuprinsă între 12,5 și 15,6 μm/an.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Leith, W. C., Tompson, L.A.* Some corrosion effects in accelerated cavitation demage. Trans. ASME Journal of Basic Engineering, nr. 4, 1960, p. 795—898.

[2] *Lăzărescu, E.* ş.a. Comportarea țevilor sudate la eroziunea cavitațională. Metalurgia, nr. 6, 1968, p. 339—342.

[3] *Lăzărescu, E.* ş.a. Comportarea țevilor sudate sub acțiunea coroziunii și eroziunii prin vibrații mecanice în diverse medii. În: Metalurgia, nr. 9, 1968, p. 513—517.

[4] *Monnot, G.* ş.a. Étude de l'usure des systémes d'injection par la methode des radiotraceurs. Revue de l'Institut Français du Pétrole, nr. 5, 1961 și 12, 1962.

[5] *Mihai, G. N.* Despre uzura elementelor pompei de injecție. În: Construcția de mașini, nr. 3, 1967, p. 148—153.

[6] *Munteanu, G.* ş.a. Instalația radiometrică pentru cercetarea uzurii acelor de injector. În: Construcția de mașini, nr. 8—9, 1967.

[7] *Numachi, F.* An experimental method for evaluation of resistence of cavitation. Symposium Sendai Japan, 1962, Tokio University, p. 87—111.

[8] *Olszewski, J. S.* Die Verhütung der Kavitationserosion in Einspritzleitungen durch eine neuartige Gleichdrukentlastung, M.T.Z. 29, nr. 5, 1968, p. 188—199.

[9] *Popa, B., Silași, C., Bățagă, N.* Rodarea și uzura motoarelor cu ardere internă. București, Editura tehnică, 1967, p. 259—356.

[10] *Vasvari, F.* Cercetări asupra fazei inițiale de deteriorare prin cavitație cu ajutorul microscopului electronic. Acta Techn. Hung. R. P. U., 39, nr. 1—2, 1962, p. 101—121.

CZ 621-762.001.4:614.8

Condiţii tehnice şi de securitate a muncii ce se impun la verificările pneumatice de etanşeitate

Dr. ing. Octavian OPRIŞ – Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii – Bucureşti
Dr. ing. Nicolae MEREŢ – Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii – Bucureşti

Introducerea de noi procese tehnologice în industrie şi asimilarea pe o scară tot mai largă de către industria constructoare de maşini a utilajelor sub presiune pentru industria metalurgică, siderurgică, chimică etc., impun rezolvarea cît mai perfectă a verificărilor la etanşeitate.

După cum se ştie, verificarea etanşeităţii are ca scop determinarea pierderilor de fluid din cauza diferitelor defecte ale cordoanelor de sudură, fisuri, pori etc. sau scurgeri pe lîngă diferite organe de închidere, supape, sectoare, ventile etc.

La prima vedere, proba de verificare pneumatică nu pare justificată în cazul în care se execută în prealabil o probă hidraulică şi mai există încă unele reţineri privind oportunitatea acestei probe.

1. *Necesitatea verificărilor pneumatice*

Verificarea etanşeităţii constă în determinarea pierderilor de fluid prin orificiile şi fisurile cordoanelor de sudură, defecte datorite în general unor greşeli de execuţie.

Instrucţiunile Inspectoratului de stat pentru cazane şi instalaţii de ridicat prevăd ca, pe lîngă proba hidraulică pentru recipiente care lucrează cu fluide toxice sau combustibile, să se execute şi o probă pneumatică.

Este evident faptul că prin proba hidraulică de verificare a etanşeităţii nu se pot pune în evidenţă orificiile cu secţiuni mici datorită viscozităţii dinamice mari a apei, în comparaţie cu cea a aerului, cum şi datorită stratului de apă absorbit de pereţii metalici ai orificiului, strat care micşorează secţiunea de scurgere pînă la obturarea ei [1]. Pentru ilustrarea acestei probleme se prezintă rezultatul unui exemplu de calcul al mărimilor debitelor de curgere prin orificii cu dimensiuni mici, pentru aer şi pentru apă, obţinute fără a se ţine seamă de influenţa grosimii stratului de lichid absorbit. Astfel, în cazul probei hidraulice de etanşeitate, cînd se foloseşte ca fluid de lucru apa, pentru o presiune $p = 25$ kgf/cm ^{2}, o lungime a găurii $l = 10$ mm, la o viscozitate dinamică a apei η 25°C $= 0{,}915 . 10^{-4} \frac{\text{kgfs}}{\text{m}^2}$, admiţînd ca limită minimă, care poate fi sesizată vizual, cantitatea de 1 mm^3 apă, pentru o durată a verificării de 30 min cît durează în general o verificare, nu pot fi puse în evidenţă prin proba hidraulică orificii cu diametre echivalente mai mici decît circa 2,5 μm.

În cazul probei pneumatice de etanşeitate cînd se foloseşte ca fluid de lucru aerul, la aceeaşi presiune şi lungime a fisurii cu cele folosite în calcul pentru proba hidraulică şi pentru aceleaşi condiţii de efectuare a probei de verificare, deoarece viscozitatea dinamică a aerului este η 25°C $= 185 . 10^{-8} \frac{\text{kgfs}}{\text{m}^2}$, se pot pune în evidenţă orificii cu diametre echivalente de circa 0,8 μm.

Instrucţiunile Inspectoratului de stat pentru cazane şi instalaţii de ridicat prevăd ca întreprinderile în a căror dotare intră recipiente ce lucrează cu fluide toxice sau combustibile, cu punctul de inflamabilitate sub 100°C, sînt obligate să execute proba pneumatică de etanşeitate cel puţin o dată pe an sau ori de cîte ori se execută demontarea unor elemente ale recipientelor. Se prevede, de asemenea, ca încercările de etanşeitate să se facă prin introducerea aerului sub presiune şi menţinerea lui în recipient timp de 30 min la presiune normală. Recipientul este considerat etanş dacă în timpul încercării nu se constată pierderi de gaz pe la îmbinări şi dacă acul manometrului ce indică presiunea interioară a recipientului rămîne nemişcat.

Proba pneumatică poate uneori înlocui complet proba hidraulică atunci cînd apar dificultăţi de evacuare a apei, cînd recipientele au o căptuşeală interioară care s-ar degrada în contact cu apa sau în cazul unor condiţii speciale impuse de specificul recipientelor. În această situaţie este necesar ca proba pneumatică să se efectueze cu un gaz neutru, la o presiune peste cea normală, egală cu jumătate din valoarea suprapresiunii folosite în cazul încercării cu apă [2].

În ceea ce priveşte recipientele pentru fluide frigorifice, instrucţiunile ISCIR prevăd ca în întreprinderea constructoare, după efectuarea probei de presiune cu apă, recipientele să fie supuse unei probe de etanşeitate cu aer sau cu amestec aer-fluid frigorific. Încercarea se execută la presiunea nominală şi constă în menţinerea timp de 30 min a presiunii în recipient.

Instrucţiunile ISCIR prevăd pentru întreprinderile constructoare de recipiente sub presiune obligaţia de a elabora nu numai metoda de încercare ci şi măsurile de siguranţă ce trebuie luate în timpul încercării.

2. *Condiţii de securitate a muncii*

Una dintre cele mai importante probleme care se ridică la verificarea pneumatică a recipientelor sub presiune este legată de asigurarea securității operatorilor ce execută această verificare, precum și a celor care lucrează în apropierea acestor recipiente. Astfel, spargerea unui recipient de o capacitate mare în care se găsește aer sau gaz la presiune este periculoasă pînă la distanțe de zeci de metri, atît în ceea ce privește posibilitatea accidentării muncitorilor cît și în ce privește distrugerea instalațiilor și utilajelor din vecinătate.

Metodele de verificare adoptate trebuie să asigure ca verificarea de etanșeitate să nu depășească un anumit interval, de timp, care ar putea să stingherească procesul tehnologic, și să nu aibă un cost prea ridicat față de valoarea procesului respectiv. În acest sens se consideră că nu este economică folosirea unor metode complexe care să pună în evidență atît existența cît și localizarea acestor pierderi, ci este indicat a se folosi la început o metodă de verificare pneumatică care să stabilească numai recipientele cu defecțiuni prin evidențierea pierderilor fără a localiza aceste pierderi, metodă care în acest caz poate să ducă la o viteză sporită a determinărilor în același timp mult mai economică.

Avînd în vedere importanța deosebită pe care o are construcția recipientelor sub presiune în cadrul economiei naționale, precum și faptul că pînă în prezent în cadrul întreprinderilor și a institutelor de cercetări și proiectări departamentale nu a fost rezolvată decît parțial problema verificării pneumatice a recipientelor sub presiune, se apreciază ca necesară realizarea a cîte unui stand de verificări pe un grup de uzine, stand care să asigure verificarea în condiții de securitate a recipientelor sub presiune. De asemenea se consideră că este necesar ca atît întreprinderile care fabrică cît și cele care folosesc recipiente la care trebuie executată proba pneumatică să adopte metode corespunzătoare din punct de vedere al securității muncii, fiind cunoscut pericolul deosebit ce apare în timpul verificărilor pneumatice.

Din analiza metodelor de verificare cunoscute reise că, în general, aceste metode nu asigură simultan condițiile de securitate a muncii și condițiile tehnice ce se impun la efectuarea probelor pneumatice [3, 4, 5, 6, 7].

Avîndu-se în vedere că la recipientele de dimensiuni mari și presiuni de probă, ridicate, unde pericolul pentru operator este deosebit de mare, la alegerea metodei de verificare trebuie să primeze problemele de securitate a muncii și în special să se excludă posibilitatea accesului operatorului sau altei persoane în timpul probei în încăperea în care se găsește recipientul supus probei, la efectuarea acestei încercări se impune ca aparatura de control al pierderilor să fie amplasată într-un loc din care să se poată executa toate operațiile—inclusiv comenzile de umplere și golire a recipientului — în condiții de securitate totală a operatorului. Pe de altă parte se impun măsuri prin care, în caz de avarie destinderea aerului din recipient și eventualele schije sau corpuri străine antrenate să nu prezinte pericol. Din acest punct de vedere este evident că soluția cea mai comodă ar fi executarea acestei probe într-un spațiu deschis, prevăzut cu parapete de protecție ; de asemenea ar fi necesară asigurarea unui spațiu de siguranță în jurul recipientului, urmînd ca tot personalul de deservire să se găsească în afara acestui spațiu, pe toată perioada cît și recipientul supus verificării se găsește sub presiune. Rezultă că, în general, proba pneumatică de verificare a etanșității reclamă un spațiu de siguranță mare, însă un asemenea teren de dimensiuni mari nu poate fi găsit de obicei în marile uzine, care dispun de spații limitate ; se impune în aceste cazuri ca terenul de probă respectiv să fie amplasat în afara orașului, deci la o oarecare depărtare de uzină. Cum însă proba de verificare pneumatică la etanșeitate nu este operația care încheie circuitul de fabricație al recipientelor, apare necesitatea deplasării recipientului pînă la locul de probă și înapoi, ceea ce conduce la cheltuieli și pierderi de timp neraționale.

Cea mai rațională soluție de amplasare a standului pentru executarea probei pneumatice de verificare a etanșeității este ca amplasarea să se facă chiar în circuitul tehnologic de fabricație a recipientelor ; bineînțeles că și la adoptarea acestei soluții trebuie să se țină seamă de posibilitățile reale ale întreprinderii privind spațiul disponibil. În această variantă, a amplasării standului pentru proba pneumatică în circuitul tehnologic, ca urmare a imposibilității asigurării unui spațiu de siguranță suficient, realizarea practică a standului nu poate avea loc decît într-o încăpere cu pereți rezistenți la presiunile ce pot lua naștere la spargerea recipientului. Este necesar în acest caz, de asemenea, ca să existe posibilitatea evacuării nepericuloase a aerului din această încăpere în caz de avarie.

Față de considerațiile expuse mai înainte se apreciază că metoda care poate satisface simultan condițiile de securitate a muncii și condițiile tehnice este metoda de verificare cu recipient compensator și manometru diferențial. Principial, instalația de verificare pentru aplicarea acestei metode constă în cuplarea (în regim de presiune de probă și temperatură stabilizat) recipientului de probă cu un recipient compensator prin intermediul unui tub transparent în formă de U. Eventualele neetanșeități ale recipientului de probă sînt puse în evidență prin dezechilibrarea lichidului din ramurile tubului U.

Securitatea muncii la folosirea acestei metode se poate asigura prin amplasarea recipientului supus verificării, a recipientului compensator și a compresorului de aer în încăperi cu pereți rezistenți, prevăzute cu posibilități de evacuare a aerului în cazul unei eventuale avarii.

3. *Condiţii tehnice privind prescripţiile de verificare*

În proiectele de execuţie a recipientelor se prevăd diferite prescripţii pentru încercarea pneumatică a etanşeităţii privind pierderile de gaze admisibile. În cele mai multe cazuri se admite o anumită pierdere procentuală a presiunii faţă de presiunea de probă.

Limitarea pierderilor prin scăderea presiunii într-un anumit interval de timp nu este o prescripţie concludentă întrucît nu ţine seamă de volumul recipientelor, deşi scăderea presiunii este invers proporţională cu volumul recipientului.

De asemenea se întîlnesc prescripţii privind limitarea pierderii prin stingerea sau pîlpîirea flăcării unui chibrit sau lumînări, plimbată în regiunea pe unde se presupune posibilă apariţia unor defecte de etanşeitate. Această probă este subiectivă atît datorită caracteristicilor foarte diferite ale flăcării produse de diverse surse, precum şi datorită zonei limitate de investigare [8, 9, 10].

Dacă exemplele precedente, aşa cum s-a arătat, prezintă deficienţe privind prescripţiile de verificare în aprecierea pierderilor, se pot întîlni şi unele prescripţii care nu admit nici o pierdere. O astfel de prescripţie este nefundamentată atît timp cît nu există şi o posibilitate reală de verificare a acestei prescripţii.

La prescrierea pierderilor admisibile se impune ca, chiar pentru cele mai exigente cerinţe, să se admită, cel puţin teoretic, o anumită pierdere de presiune care să poată fi verificată prin metodele existente. Se precizează că metodele actuale de verificare permit determinarea unor scăpări care în mod practic nu prezintă pericol; de exemplu, folosind metoda de verificare cu indicatoare chimice se asigură o precizie de 1 dm ^{3}, în mai mult de 10 ani, deci o pierdere practic neglijabilă atît din punct de vedere al toxicităţii cît şi al posibilităţii formării unui amestec exploziv.

De asemenea, pentru eliminarea unor indicaţii de verificare care pot conduce la rezultate eronate se impune adoptarea unui sistem unic de referinţă pentru determinarea pierderilor. O unitate de referinţă obiectivă poate fi debitul pierderilor pe baza căruia se pot pune în evidenţă, în mod obiectiv, scăpările de gaz, deoarece debitul de pierderi este independent de volumul recipientului. Prescrierea pierderilor admisibile pe baza debitului de pierderi permite şi stabilirea unor criterii obiective cu privire la alegerea metodei de verificare a preciziei acesteia.

Determinarea debitului de pierderi, respectiv verificarea unui recipient la etanşeitate astfel ca să nu se depăşească un anumit debit de pierderi, se pot face şi prin măsurarea scăderii presiunii într-un anumit interval de timp. Pe baza unor relaţii de calcul cunoscute se poate stabili prin calcul scăderea de presiune corespunzătoare unui anumit debit de pierderi. Astfel, pentru convertirea mărimii debitului de pierderi în variaţii de presiune se poate folosi relaţia:

$$\Delta p = 5 . 10^{-8} . \frac{p . Q}{V},$$

în care:

$\Delta\ p$ este variaţia de presiune, kgf/cm^2, timp de 30 min;

p — presiunea de încercare, kgf/cm^2;

Q — debitul pierderilor, mm^3/h;

V — volumul recipientului, m^3

Metoda de determinare a debitului prin măsurarea variaţiei presiunii în timpul probei prezintă o serie de avantaje ca: simplitate, operativitate, economicitate etc., însă este limitată de precizia de măsurare a manometrelor cu tub curbat. Domeniul de aplicabilitate al acestei metode, determinat de precizia de măsurare a manometrelor cu tub curbat, este prezentat în diagrama din figura 1.

La stabilirea debitului de pierderi admisibil în cazul verificării unor recipiente prevăzute cu supape de siguranţă sau în cazul verificării la etanşeitate a unor şubere este necesar să se stabilească limitele de precizie a procesului tehnologic de execuţie a reperelor care formează îmbinările ce urmează să se controleze la etanşeitate. Pornind de la posibilităţile tehnologice de execuţie a reperelor supuse controlului de etanşeitate, asimilînd abaterile de la forma geometrică ideală sau eventualele fisuri cu raza unui orificiu cu o suprafaţă echivalentă, se poate determina, în mod aproximativ, debitul de pierderi minim ce poate fi realizat pentru utilajul respectiv. Această analiză prealabilă este necesară pentru o apreciere obiectivă a pericolului de explozie sau de toxicitate a gazului scăpat într-un anumit interval de timp.

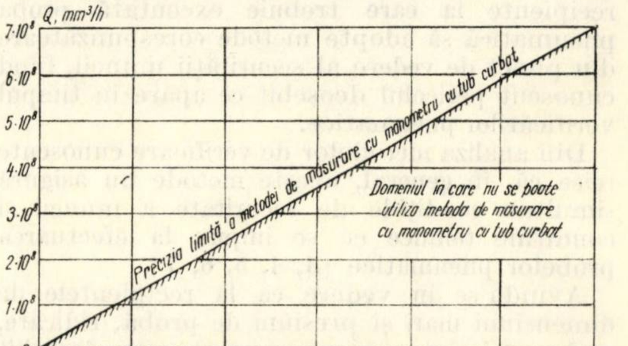


Fig. 1

Pentru o stabilire operativă a debitului de pierderi pentru diferite raze echivalente se pot trasa o serie de diagrame care să permită citirea directă a debitului de pierderi pentru anumite presiuni şi anumite lungimi ale orificiului echivalent, la folosirea unui anumit fluid de probă. Debitul de pierderi variind liniar cu presiunea, prin folosirea relaţiilor cunoscute de calcul al debitului de fluid la trecerea prin orificii se pot trasa o serie de diagrame care să acopere tot domeniul de presiuni pentru o gamă de raze echivalente. Un exemplu de asemenea diagramă se prezintă în figura 2.

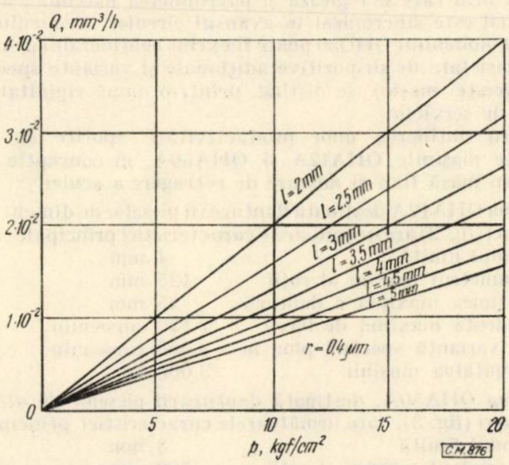


Fig. 2

Din această diagramă se poate stabili cu uşurinţă debitul de pierderi pentru presiuni pînă la 20 kgf/cm^2, pentru diferite lungimi ale orificiului (egale cu grosimea peretelui recipientului sau cu lăţimea suprafeţelor care formează suprafaţa de închidere), la o rază a orificiului echivalent de 0,4 μm. Asemenea diagrame de lucru pot fi trasate pentru orice caracteristici ale utilajelor care urmează să fie construite şi verificate.

4. *Concluzii*

Se apreciază că proba de verificare pneumatică a etanşeităţii este pe deplin justificată din punct de vedere tehnic şi se impune a fi executată în toate cazurile în care se lucrează cu gaze toxice sau cu gaze cu punct de inflamabilitate scăzut, deoarece prin această probă se pot pune în evidenţă defecte cu dimensiuni cu cel puţin două ordine de mărime mai mici decît cele ce pot fi sesizate printr-o probă hidraulică.

Se consideră că este necesară adoptarea de către proiectant a unui criteriu obiectiv de apreciere a gradului de etanşeitate şi anume a „debitului de pierderi”, deoarece această mărime nu depinde de volumul vasului verificat, şi permite aprecierea obiectivă a pericolului de intoxicare sau explozie. Impunerea unei mărimi rezonabile a pierderilor, deci a unei prescripţii realizabile practic, se poate face în acest caz pornind de la limitele tehnologice de prelucrare a suprafeţelor de închidere. Se consideră, de asemenea, că este indicată folosirea unor diagrame pentru citirea directă a mărimii debitului de pierderi în funcţie de dimensiunile defectului, a caracteristicilor fluidului folosit şi a presiunii de probă.

Avînd în vedere pericolul deosebit care apare la aceste verificări, atît pentru operator cît şi pentru persoanele din apropierea locului probei în cazul unei avarii a utilajului supus verificării se propune folosirea unei metode de verificare care să permită comandarea de la distanţă a introducerii şi a scoaterii gazului sub presiune, precum şi citirea pierderilor dintr-o cameră de comandă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wolf, K. L.* Physik und Chemie der Grenzflächen. Berlin, 1957.

[2] *Nerrod, C.* Leak testing in heavy enginneering. În: Brit. j. non destruct. test, nr. 1, 2, 1968.

[3] *Trucher, M.* Contrôle de l'étanchéité et détection des fuites par test. În: Gaz industr., nr. 4, 1966.

[4] *Grein, W.*, Emmerich, Ph. Dichtheitsprüfung mit Frigen- und Halogen-Leekfinder. În: Technische Ueberwachung, nr. 6, 1964.

[5] *Tallon, J.* Le contrôle de l'étanchéité et la détection des fuites à hélium. În: Tech. mod., nr. 10, 1968.

[6] *Guilbard, C., Guihery, A.* Quelques particularités inhérentes à la détection des fuites sur grands ensembles. În: Vide, nr. 123, 1966.

[7] *Meyer, A.* Procédé et appareillage pour l'essai d'étanchéité aux gaz d'un récipient. Brevet francez nr. 1.209.569 din martie 1960 cl. 42 K 30/01.

[8] Les groupes de contrôle d'étanchéité à l'hélium. În: Bull. inform. A.T.E., nr. 70, 1968.

[9] *Giraud, Ch.* Produit destiné à révéler les fuites dans les installations ou appareillages industriels et autres. Brevet francez nr. 1.429.196 din ianuarie 1966 Rl. G.01.s.

[10] *La Rosa* ş.a. Non destructive quick leak tester. Brevet S.U.A. 3.343.404 din septembrie 1967 cl. 73–49.3

Documentare

L'Industeie Lourde Tchécoslovaque

nr. 3, 1971

Iosif Paulik. **Maşini de foarte mare productivitate pentru tăierea angrenajelor cilindrice cu scule cuţit**

La maşinile de danturat cu sculă cuţit, flancurile dinţilor sînt realizate în mod progresiv de către scula generatoare, astfel încît profilul obţinut reprezintă înfăşurătoarea flancurilor dinţilor sculei-cuţit. În timpul cursei de întoarcere apare necesitatea retragerii sculei faţă de roată pentru evitarea frecărilor între sculă şi piesă.

În figura 1 se prezintă cazul tăierii danturii unei roţi *1* cu Z_w dinţi de modul m, cu o sculă pieptene *2*. Se observă că dacă tangenta la cercul de bază t_b, paralelă cu linia de vîrf a cremalierei de referinţă, este situată în interiorul cremalierei, realizarea unei mişcări de retragere radială a sculei este imposibilă. În acest caz, este însă posibilă retragerea pe o direcţie oblică, a cărei înclinare nu trebuie să depăşească valoarea unghiului de angrenare. Valoarea minimă a unghiului de retragere este dată de formula:

$$\cos \theta_0 = \frac{R_w - m}{R_{bw}} = \frac{Z_w - 2}{Z_w \cos \alpha} . \qquad (1)$$

Valoarea efectivă a unghiului de retragere putînd fi cuprinsă în intervalul $\oint_0 \alpha$.

În lucrare se prezintă în continuare formulele de calcul al unghiului de retragere în funcţie de tipul angrenării şi mărimile caracteristice ale acesteia; pentru cazul danturilor exterioare sînt furnizate şi nomograme de calcul. Analiza prezentată conduce la următoarele concluzii:

— valoarea maximă a unghiului de retragere este determinată de unghiul de angrenare;

— plaja direcţiilor de retragere (intervalul $\varphi_0 - \alpha$) se îngustează rapid o dată cu scăderea numărului de dinţi;

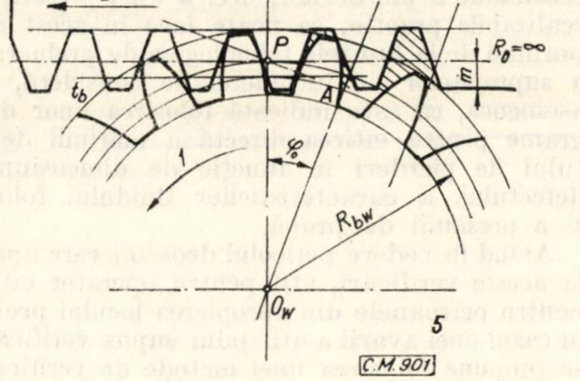


Fig. 1

— gama direcţiilor de retragere depinde de numărul de dinţi ai roţii şi de tipul danturii (exterioară sau interioară). Pentru dantura interioară domeniul de direcţii de retragere este mai restrîns;

— curba de racordare a bazei dintelui şi forma acesteia permit o oarecare mărire a domeniului de direcţii de retragere a sculei.

Mecanismele de retragere realizează o mişcare alternativă rapidă şi trebuie ca atare să fie concepute în mod judicios pentru a reduce la minimum numărul elementelor ce le compun. Dacă mecanismul nu realizează în mod corect retragerea sculei faţă de piesă, rezultă interferenţe care conduc la o uzură rapidă a sculei. Mecanismele utilizate se subdivid în două grupe:

a) mişcarea de retragere este realizată de platoul portroată;

b) mişcarea de retragere este executată de către axul portsculă în cursa de întoarcere.

Primul caz oferă o soluţie relativ simplă, deoarece platoul portroată are numai o mişcare de rotaţie. Din punctul de vedere al introducerii maşinii într-o linie tehnologică automată, această soluţie este însă mai puţin avantajoasă, în plus, masele ce execută mişcarea de retragere sînt mărite de către piesă şi dispozitivul de strîngere, dezavantaj deosebit de important în cazul prelucrării unor piese de dimensiuni mari. În această concepţie retragerea oblică se obţine:

— sub un unghi constant (reducerea parţială a interferenţei);

— sub un unghi constant însă cu eliberarea grupului de divizare melc-roată melcată, oferind un anumit joc al lanţului cinematic care permite orientarea parţială a piesei micşorînd efectul de interferenţă;

— cu ajutorul unei glisiere reglabile a platoului, permiţînd orientarea corespunzătoare a piesei în timpul mişcării de retragere.

Principalul avantaj al celui de al doilea procedeu constă în faptul că poziţia imobilă a platoului portroată permite o introducere comodă a maşinii într-o linie tehnologică automată şi se pot utiliza totodată dispozitive de strîngere mai rigide. În plus masele în mişcare în timpul retragerii au o valoare cvasiinvariabilă.

În acest caz mişcarea de retragere se obţine:

— prin eliberarea sculei în timpul cursei de întoarcere;

— printr-o deplasare transversală relativă a axelor platoului şi sculei;

— prin îndepărtarea radială şi orientarea prin torsionae a sculei în vederea eliberării flancului dorit al dintelui sculei în timpul cursei de întoarcere.

Concluziile acestei analize au fost aplicate la realizarea noilor maşini de danturat cu sculă cuţit produse de uzinele T.O.S. din Celakovice.

Modelele simple OHO20 şi OHO50 destinate lucrărilor de unicate şi de serie au un batiu cheson, şi mişcarea de retragere este executată sub un unghi constant de către platoul portroată. Pe cursa de întoarcere roata melcată se depărtează de melcul de divizare, permiţînd sculei să rotească piesa.

Avansul radial de pătrundere a sculei în roată se face cu o camă prin care se reglează şi pătrunderea maximă; avansul radial este sincronizat în avansul circular. Domeniul de lucru al modelului OHO50 poate fi extins considerabil printr-o mare varietate de dispozitive adiţionale şi variante specializate. Aceste maşini se disting printr-o bună rigiditate şi ţinută de serviciu.

Pentru obţinerea unor productivităţi sporite au fost realizate maşinile OHA12A şi OHA50A, în concepţie modernă cu masă fixă şi mişcare de retragere a sculei.

Maşina OHA12A destinată danturării pieselor de dimensiuni mici (fig. 2) are următoarele caracteristici principale:

Modul limită	4 mm
Diametrul maxim al roţii	125 mm
Lăţimea maximă a danturii	35 mm
Cadenţa maximă de lucru	1 120 curse/min
În variantă specială pînă la	2 500 curse/min
Greutatea maşinii	3 000 kg

Maşina OHA50A, destinată danturării pieselor de dimensiuni mari (fig. 3), are următoarele caracteristici principale:

Modul limită	8 mm
Diametrul maxim al roţii	500 mm
Lăţimea maximă a danturii	125 mm
Cadenţa maximă de lucru	710 curse/min
Greutatea maşinii	5 200 kg

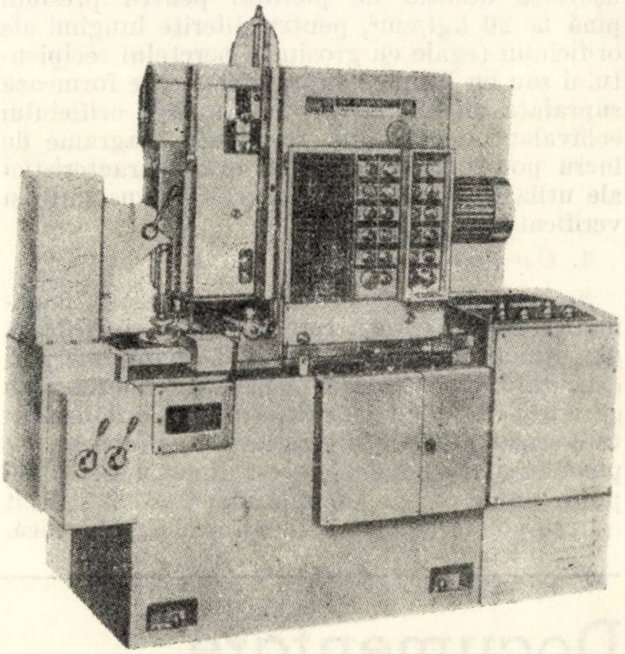


Fig. 2

Aceste maşini permit tăierea prin generare a tuturor tipurilor de danturi cilindrice şi funcţionează în cicluri automate, fiind astfel indicate pentru utilizarea în producţie de serie mare. Ele încorporează rezultatele cercetării ştiinţifice în domeniu, concretizate prin următoarele brevete mai importante:

— formulă inedită a mecanismului de retragere suprimînd interferenţa prin deplasare radială şi orientarea sub torsiune a sculei;

— variaţia automată în timpul ciclului a numărului de curse şi a avansului circular, permiţînd realizarea regimului optim de tăiere;

— avans radial în profunzimea dintelui fără rotirea sculei, reducînd parcursul de pătrundere şi permiţînd mărirea avansurilor circulare peste limita impusă de metoda clasică. Avansul radial este reglabil independent de avansul circular ;

— inversarea automată a sensului de rotaţie a sculei şi a piesei permiţînd o repartiţie uniformă a timpilor de solicitare pe muchiile active ale sculei şi deci micşorarea uzurii acesteia :

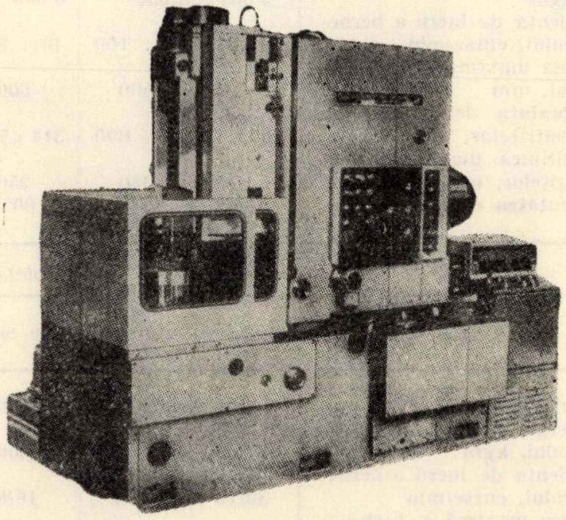


Fig. 3

— rigiditate statică şi dinamică remarcabilă care permite o precizie riguroasă şi o cadenţă rapidă de lucru.

Variante specializate şi dispozitive adiţionale extind posibilităţile de utilizare a acestor maşini.

Productivitatea remarcabilă a acestor modele este ilustrată de următorul exemplu :

Roata de danturat	
număr de dinţi	23
unghi de angrenare	30°
modul	3,5 mm
rezistenţa de rupere a materialului	55—65 kg/mm²
Reglajul maşinii OHA12A	
numărul curselor sculei	2 240 curse/min
viteza de tăiere	78 m/min
avansul de generare	0,75 mm/cursă
avansul radial	0,032 mm/cursă
numărul de treceri	2
timpul net de uzinare	23 s

D. T.

L'Industrie Lourde Tchécoslovaque

nr. 3, 1971

Rudolf Hysek. **Maşini pentru formarea roţilor dinţate brute**

În condiţiile producţiei de masă, economia de material joacă un rol deosebit de important. Utilizarea procedeelor de formare prin presare a pieselor brute, la dimensiuni cît mai apropiate de cele finale, permite ca pe lîngă economia considerabilă de material să se obţină şi proprietăţi mecanice superioare. Asemenea proprietăţi sînt importante pentru piesele puternic solicitate, cum este cazul roţilor dinţate ; formarea acestora, inclusiv dantura, cu prevederea unor adaosuri minime de prelucrare, conduce la creşterea capacităţii de încărcare a roţii (tenacitate superioară şi rezistenţă sporită la uzură). Constructorii cehoslovaci acordă atenţia cuvenită acestei tehnologii avansate, asigurînd producţia unei game variate de maşini destinate formării prin presare a roţilor dinţate.

Presele verticale reprezintă la ora actuală maşinile tipice ale atelierelor moderne de matriţare, în producţia de serie mare. Randamentul lor ridicat, posibilitatea de automatizare a reglajelor şi precizia de lucru permit reducerea adaosurilor de prelucrare, influenţînd favorabil productivitatea în toate etapele ulterioare ale procesului de fabricaţie. Construcţia pieselor verticale în R. S. Cehoslovacă este concentrată la uzinele SMERAL din Brno. În cadrul acestor uzine a fost dezvoltată de curînd seria produselor LZK. În prezent, din această serie sînt produse presele de 1 000, 1 600 şi 4 000 t, presele de 2 500 t şi 6 300 t, fiind încă în fază de studiu (tabela 1).

Manevra uşoară a preselor nu reclamă personal operator de înaltă calificare iar cadenţa rapidă de lucru reduce durata de contact matriţă-piesă, micşorînd încălzirea şi deci uzura acesteia. Rigiditatea construcţiei asigură toleranţa de fabricaţie de ± 0,1 mm iar ejectorul de piese măreşte considerabil productivitatea maşinii ilustrativă în tabela 2.

Comanda preselor este electropneumatică, elementele de semnalizare şi comandă fiind grupate toate pe un panou. Dispozitivele de protecţie şi control cu funcţionare automată permit personalului de deservire să se concentreze exclusiv asupra procesului tehnologic. În figura 1 se prezintă presa LZK 1600.

Tabela 1

Tipul	LZK 1000	LZK 1600	LZK 2500	LZK 4000	LZK 6300
Forţa nominală, t	1 000	1 600	2 500	4 000	6 300
Energia cinetică totală a pieselor în rotaţie, kgm	34 600	40 000		230 000	550 000
Cadenţa de lucru a berbecului, n/n_1, curse/min	100/30	85/30		55/25	40/15
Cursa berbecului, mm	220	280		380	450
Suprafaţa de fixare :					
pe berbec, mm	840×750	1000×920		1450×1300	1650×1600
pe masă, mm	1000×950	1180×1120		1520×1660	1950×1900
Greutate, kg	48 000	85 000		248 000	550 000

n — cadenţa berbecului în gol

n_1 — cadenţa maximă a loviturilor repetate ale berbecului în sarcină

O altă grupă de maşini utilizate pentru formarea roţilor dinţate, cu precădere a celor conice, o constituie ciocanele de forje. Ciocanele hidropneumatice aparţinînd seriei KIH reunesc avantajele ciocanelor cu şabotă cu cele ale ciocanelor cu contralovitură.

Tabela 2

Forţa nominală de presare, t	Greutatea piesei forjate din oţel obişnuit, kg	Productivitatea informativă kg/h
630	pînă la 1,0	400...500
1 000	1,0...2,5	500...600
1 600	2,5...4,0	600...800
2 500	7,0...12,0	1 200...1 600
4 000	18,0...30,0	2 000...3 000

Printre particularităţile lor de lucru se menţionează randamentul mare al loviturii, suprimarea efectelor şocului asupra fundaţiei, ghidaj perfect al berbecului, greutate totală redusă. Aceste ciocane se pot echipa cu ejectoare de piese şi cu dispozitive de suflare şi gresaj cu funcţionare

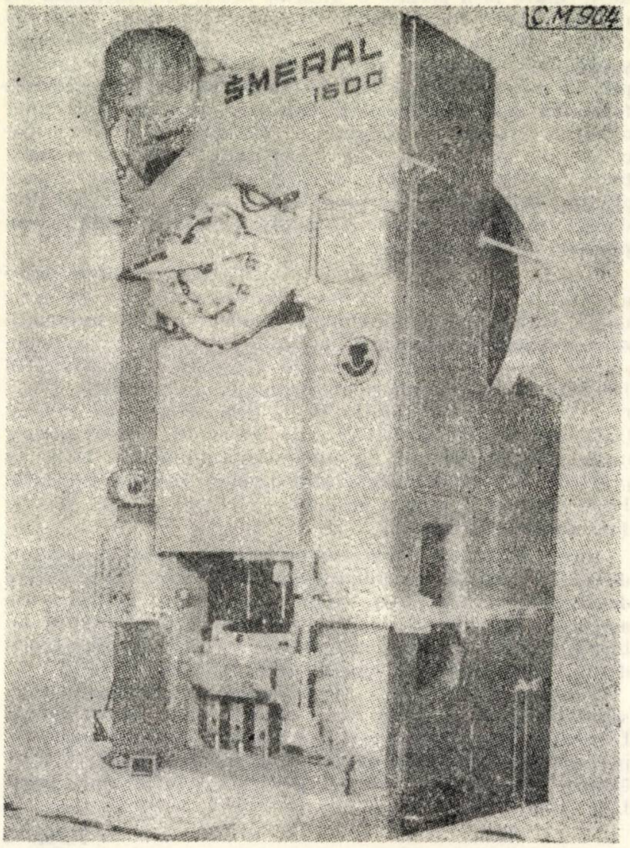


Fig. 1

Tabela 3

Tipul	KJH 2	KJH 4	KJH 8
Lucrul mecanic al loviturii, kgm	2 000	4 000	8 000
Cadența de lucru a berbecului, curse/min	40...120	40...100	40...80
Cursa maximă a berbecului, mm	400	500	600
Suprafața de stringere a matrițelor, mm	200 × 450	286 × 600	314 × 710
Înălțimea maximă a matrițelor, mm	160	350	250
Greutatea ciocanului, kg	12 000	29 000	44 000

Tabela 4

Tipul	LVP 400	LVP 630	LVP 1000
Forța nominală, t	400	630	1 000
Energia cinetică a volantului, kgm	3 500	7 000	14 000
Cadența de lucru a berbecului, curse/min	32/16	22/11	16/8
Cursa maximă a berbecului, mm	330	420	520
Suprafața de fixare :			
pe berbec, mm	560 × 570	660 × 720	800 × 900
pe masă, mm	500 × 640	600 × 800	750 × 1 000
Greutate, kg	15 000	24 000	37 000

programată. Pentru suflare și prepararea lubrifiantului se folosește aerul comprimat de la rețea. Durata de suflare a cavității matriței este reglată printr-un releu, iar debitul de lubrifiant printr-un dozator și prin presiunea aerului comprimat.

Dispozitivul de programare permite reglarea în patru trepte a energiei de lovire; programul de lucru se alege în funcție de procedeul tehnologic de forjare și se reglează printr-o manevră simplă a unui potențiometru.

Comanda presei se realizează manual fie prin butoane și manete, fie prin pedale de picior. Caracteristicile principale ale seriei sînt date în tabela 3.

Altă grupă de mașini utilizate pentru formarea roților dințate brute o constituie presele cu șurub. În R.S.C. se fabrică asemenea prese în execuții foarte variate. Presele cu șurub cu două discuri, aparținînd seriei LVP (tabela 4) se folosesc pentru forjarea de precizie în matriță. Ele sînt echipate cu dispozitive electrohidraulice sau electropneumatice de demaraj, comandă și protecție, care permit programarea procesului de lucru în 10 trepte ale energiei de lovire.

Presele seriei LVH (tabela 5) derivă mișcarea berbecului direct din mișcarea pistoanelor din cilindrii hidraulici. Printre avantajele acestor piese se menționează viteza mare de lucru, ghidajul prelungit al berbecului permițînd forjarea dezaxată și plasarea comenzii deasupra planșeului, fapt ce conduce la mărirea stabilității presei. Lichidul de lucru este furnizat de un grup motopompă autonom sau de o centrală de acumulatori. Distribuția lichidului în cilindrii hidraulici este comandată de un distribuitor cu două supape; supapele sînt acționate electrohidraulic printr-un impuls transmis de întrerupătorii de fine de cursă ai comenzii program.

Un tip complet nou de prese cu șurub este fabricat de atelierele din Košice: presele cu șurub fără discuri prevăzute cu un sistem de comandă prin fricțiune care face obiectul unui brevet. Caracteristicile acestor prese, aparținînd seriei LFI, sînt prezentate în tabela 6.

Comanda prin fricțiune este prezentată în figura 2. Volantul auxiliar *5* și piulița *4* se rotesc liber în raport cu cadrul presei *1* și sînt imobile în sens axial. Volantul principal *6* este și el imobil în sens axial astfel că lungimea șurubului *3* supusă cuplului de torsiune este constantă. Volantul principal și piulița sînt prevăzute cu ambreiaje prin fricțiune pentru cuplarea alternativă cu volantul auxiliar sau cu frîna. Datorită frînării piuliței și a cuplării volantului principal la volantul auxiliar, șurubul începe să se rotească în piulița imobilă și berbecul 2 execută cursa activă. Pe cursa de întoarcere, volantul principal este frînat, volantul auxiliar este cuplat cu piulița a cărei rotire determină

Tabela 5

Tipul	LVH 1000	LVH 1600	LVH 2500	LVH 4000
Forța nominală, t	1 000	1 600	2 500	4 000
Energia cinetică a volantului, kgm	10 000	20 000	35 000	70 000
Cadența de lucru a berbecului la cursa maximă, curse/min	25	22	20	16
Cursa maximă a berbecului, mm	360	450	500	630
Suprafața de fixare :				
pe berbec, mm	700 × 800	950 × 960	1050 × 1200	1260 × 1300
pe masă, mm	780 × 940	950 × 1120	1050 × 1400	1370 × 1700
Greutate, kg	5 260	6 300	10 000	14 800

Tabela 6

Tipul	LFJ 63	LFJ 100	LFJ 160	LFJ 250
Forţa nominală, t	63	100	160	250
Energia cinetică a volantului, kgm	280	450	1 000	2 000
Cadenţa de lucru a berbecului la cursa maximă, curse/min	30	25	25	24
Cursa maximă a berbecului, mm	230	280	360	450
Suprafaţa de fixare:				
pe berbec, mm	260×280	340×340	500×500	600×560
pe masă, mm	450×400	560×510	580×600	600×640
Greutate, kg	2 400	3 600	7 500	12 000

deplasarea şurubului împreună cu berbecul în poziţia iniţială.

Pentru debavurarea pieselor forjate se folosesc prese speciale cu manivelă şi două biele cu simplu efect (seria LKO şi LDK) sau prese cu bielă şi manivelă (seria LU). Presa LDK, de concepţie nouă cu o forţă nominală de 200 t, este prevăzută cu ejectoare superioare şi inferioare pentru piesele forjate şi cu prize de forţă pentru mecanizarea şi automatizarea ciclului de lucru. Deplasarea continuă a berbecului este asigurată de două sisteme pneumatice de echilibrare. Reglajul înălţimii berbecului se face cu un motor electric individual.

Presele cu bielă-manivelă aparţinînd seriei LU sînt prese verticale cu simplu efect şi comandă superioară realizate în construcţie modulară sudată. Ele se caracterizează printr-un ancombrament relativ redus, o construcţie simplă şi exigenţe minime în ceea ce priveşte manipularea şi întreţinerea.

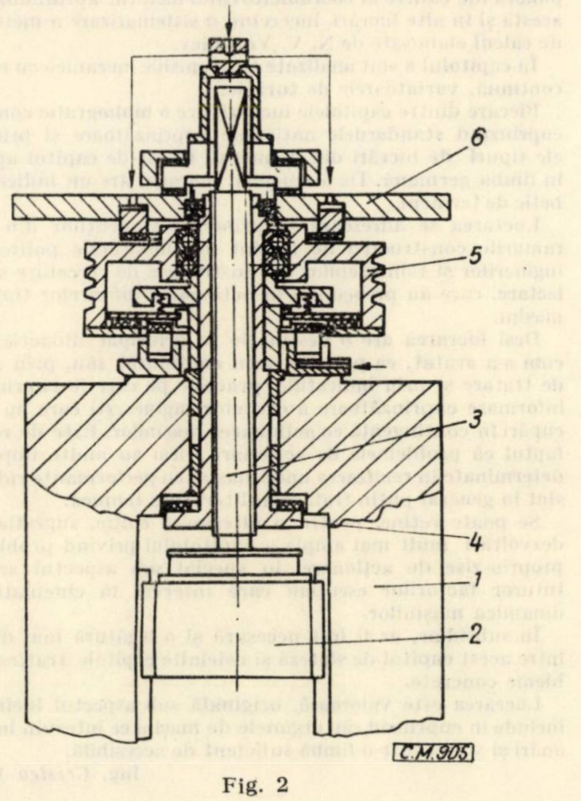


Fig. 2

Tabela 7

Tipul	LE 160	LE 250	LE 400
Forţa nominală, t	160	250	400
Energia totală a maselor în rotaţie, kgm	6 600	11 000	14 250
Cadenţa de lucru n/n_1, curse/min	45/20	45/20	40/18
Cursa berbecului, mm	20—120	30—140	30—160
Suprafaţa de fixare:			
pe berbec, mm	700×380	760×475	900×560
pe masă, mm	1000×720	1120×800	1250×825
Greutatea, kg	8 700	12 750	22 000

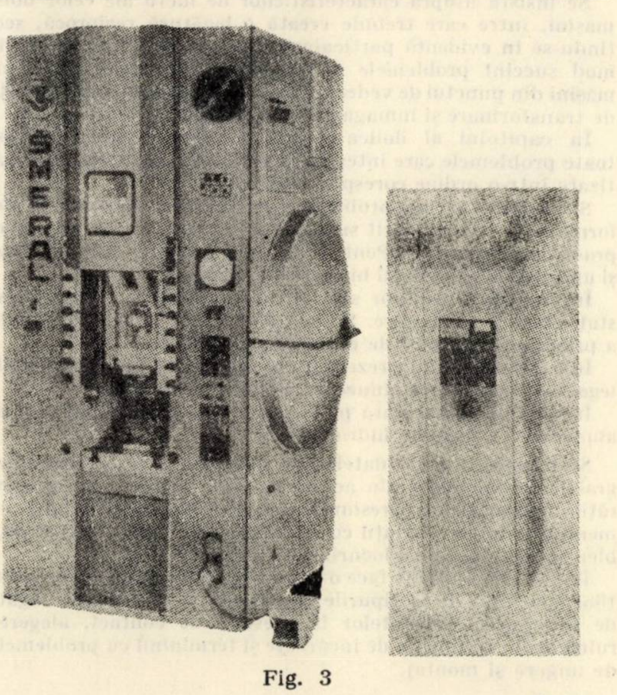


Fig. 3

Tabela

Tipul	LLD 250	LLD 400	LL 1000 A	LL 2000	LIK 2000
Forţa nominală, t	250	400	1 000	2 000	2 000
Cadenţa de lucru a berbecului, n/n_1, curse/min	63/30	53/25	36/12	18/6	33/20
Cursa berbecului, mm	70	90	140	200	150
Suprafaţa de fixare:					
pe berbec, mm	300×320	370×370	710×580	1000×860	850×850
pe masă, mm	450×520	500×600	910×920	1280×1300	1100×1100
Greutate, kg	7 000	14 000	31 000	119 000	130 000

Dintre presele cu excentric folosite la debavurare se menţionează cele aparţinînd seriei LE (tabela 7).

În anumite cazuri, în vederea obţinerii unor dimensiuni şi forme foarte precise, apare necesitatea calibrării preselor brute după formare. În acest scop se folosesc presele cu genunchi, produse într-o gamă variată la uzinele SMERAL (tabela 8).

Modelele care convin cel mai bine calibrării pieselor de dimensiuni mici sînt presele LLD 250 şi LLD 400 (fig. 3). Acestea sînt prese verticale cu comandă superioară, realizate în construcţia cheson din tablă şi profile sudate. Berbecul, confecţionat din oţel turnat are o ghidare prelungită şi este echilibrat printr-un dispozitiv pneumatic. El este suspendat de articulaţia mecanismului cu genunchi al cărui excentric superior serveşte şi la reglarea poziţiei în înălţime a berbecului, poziţie ce poate fi citită pe un indicator. Presa este echipată cu ejectoare superioare şi inferioare de cursă reglabilă; plasarea volantului la partea inferioară măreşte stabilitatea maşinii.

Recenzie

Meschinen Elemente-Antriebselemente (Organe de Maşini — Elemente de acţionare) redactată de un colectiv condus de prof. Dr. Ing. St. Fronius şi apărută în editura VEB Verlag Technik Berlin 1971 (623 pag. 420 fig., 109 tabele).

Lucrarea analizează un număr de organe de maşini servind la legătura dintre două maşini diferite, în condiţiile celui mai bun randament posibil, cu o funcţionare silenţioasă şi liniştită, organe grupate sub denumirea de elemente de acţionare.

Apariţia acestei denumiri se justifică prin multitudinea problemelor de această natură, care intervin la ora actuală în tehnică.

Materialul conţinut în lucrare este grupat în opt capitole mari.

În primul capitol se face o prezentare a tehnicii acţionării şi se definesc ca atare organele de acţionare.

Se insistă asupra caracteristicilor de lucru ale celor două maşini, între care trebuie creată o legătură reciprocă, scoţîndu-se în evidenţă particularităţile acestora şi se indică în mod succint problemele de cuplare a diferitelor tipuri de maşini din punctul de vedere al proceselor dinamice, de vibraţii de transformare şi înmagazinare a energiei.

În capitolul al doilea — axe şi arbori — sînt cuprinse toate problemele care intervin în concepţia acestora, sistematizate într-o ordine corespunzătoare.

Sînt tratate pe larg problemele calculului la oboseală, la deformaţii şi vibraţii atît sub aspect teoretic cît şi sub aspect practic constructiv. Pentru aplicaţii practice s-a elaborat şi un formular de calcul bine sistematizat.

În capitolul următor sînt tratate etanşările pentru piese staţionare şi în mişcare. Se face o succintă trecere în revistă a principalelor tipuri de etanşări şi garnituri.

În capitolul 4 sînt prezentate pe larg şi complet problemele legate de lagărele de alunecare, ungere şi rulmenţi.

În capitol este tratată pe larg teoria ungerii la lagărele de alunecare şi lagărele hidrostatice.

Sînt indicate toate datele necesare pentru rezolvarea integrală a problemelor din acest domeniu, printre care proprităţile materialelor, presiunile maxim admise, corelaţia cu mediul de ungere, soluţii constructive, calculul termic şi problemele de etanşare a locurilor de ungere.

În acelaşi capitol se face o expunere sistematizată a rulmenţilor, pornind de la tipurile constructive, fenomenele legate de solicitarea elementelor la presiuni de contact, alegerea rulmenţilor în funcţie de încărcare şi terminînd cu problemele de ungere şi montaj.

În continuare, în capitolul 5 sînt tratate cuplajele şi frînele pentru arbori indicîndu-se atît modul de încărcare a acestora cît şi capacitatea lor de lucru în funcţie de principalii lor parametri.

Capitolul 6 are ca obiect angrenajele. Aici se prezintă pe larg problemele legate de teoria angrenării, insistîndu-se asupra geometriei angrenării şi a preciziei de execuţie a roţilor.

În continuare este abordat sistematic calculul angrenajelor finalizat sub forma unui formular de calcul, cu trimiteri la coeficienţii şi mărimile de calcul necesare. La acest capitol nu s-a prezentat şi bibliografia propriu-zisă, fiind citate numai standardele naţionale.

În capitolul 7 sînt tratate transmisiile prin elemente flexibile, curelele plate şi trapezoidale, transmisiile prin lanţ.

Partea referitoare la aceste din urmă transmisii cuprinde punctu lde cădere al coordonatorului lucrării, aprofundată de acesta şi în alte lucrări, încercînd o sistematizare a metodelor de calcul elaborate de N. V. Vorobiev.

În capitolul 8 sînt analizate transmisiile mecanice cu reglare continuă, variatoarele de turaţie.

Fiecare dintre capitolele lucrării are o bibliografie completă cuprinzînd standardele naţionale cuprinzătoare şi principalele tipuri de lucrări din domeniul tratat de capitol apărute în limba germană. De asemenea, lucrarea are un indice alfabetic de termeni.

Lucrarea se adresează în principal studenţilor din toate ramurile construcţiei de maşini din institutele politehnice, inginerilor şi tehnicienilor din institutele de cercetare şi proiectare, care au preocupări în acţionarea diferitelor tipuri de maşini.

Deşi lucrarea are o destinaţie în principal didactică aşa cum s-a arătat, ea permite, prin conţinutul său, prin modul de tratare şi prin indicaţiile practice pe care le cuprinde, o informare cuprinzătoare a cadrelor inginereşti care au preocupări în contingenţă cu acţionarea maşinilor. Este de reţinut faptul că problemele de acţionare, deşi au multe implicaţii determinate în realizarea unor maşini cu performanţe ridicate, sînt în general puţin tratate în literatura tehnică.

Se poate reţine, pentru o ulterioară ediţie, sugestia unei dezvoltări mult mai ample a capitolului privind problemele propriu-zise de acţionare, în special sub aspectul analizei tuturor factorilor esenţiali care intervin în cinematica şi dinamica maşinilor.

În subsidiar, ar fi fost necesară şi o legătură mai directă între acest capitol de sinteză şi celelalte capitole tratînd probleme concrete.

Lucrarea este valoroasă, originală sub aspectul ideii de a include în cuprinsul său organele de maşini ce intervin în acţionări şi scrisă într-o limbă suficient de accesibilă.

Ing. *Cristea Viorel*

Cronică

Tîrgul de toamnă de la Leipzig — 1971

Leipzig, oraşul Tîrgurilor din Republica Democrată Germană, îşi deschide porţile anul acesta între 5 şi 12 septembrie.

La conferinţa de presă, organizată cu acest prilej în luna iulie, s-a menţionat că şi de data aceasta Tîrful se va desfăşura sub lozinca: „Pentru comerţ mondial neîngrădit şi pentru progres tehnic".

Tîrgul îşi va dovedi din nou însemnătatea lui pentru comerţul internaţional, pentru schimbul de experienţă în domeniul tehnico-ştiinţific şi pentru compararea realizărilor pe plan mondial.

Sînt aşteptaţi comercianţi şi vizitatori din peste 80 de ţări, printre care, în primul rînd, reprezentanţi de frunte din economie şi comerţ, precum şi ingineri, oameni de ştiinţă, tehnicieni şi specialişti.

La Tîrgul de toamnă de la Leipzig 1971 vor participa 13 ţări socialiste, ocupînd o suprafaţă de peste 225.000 mp.

Republica Socialistă România, care va participa pentru a 38-a oară la Tîrgul de la Leipzig, se prezintă în toamnă cu o ofertă de export selecţionată.

Cele 15 întreprinderi române de comerţ exterior vor ocupa o suprafaţă de 700 mp. În cadrul marelui complex chimic va participa întreprinderea „Chimimport" cu o gamă largă de mărfuri, care cuprinde materiale şi fibre sintetice, lacuri şi vopsele, tananţi şi auxiliare pentru textile, precum şi îngrăşăminte şi insecticide. Tot în cadrul Tîrgului tehnic va expune şi întreprinderea „TEHNOFORESTEXPORT", cel mai mare expozant străin în ramura decoraţiuni interioare şi mobilă.

În pavilionul „Ring-Messehaus", „Românoexport" va prezenta textile şi confecţii. Pentru prima dată „Arpimex" prezintă un sortiment de încălţăminte în Casa Tîrgului „DREI KÜNIGE".

Întreprinderea „Libri" oferă în „Messehaus am Markt" cărţi şi reviste, iar „ICECOOP" în Casa Tîrgului „Grassimuseum" articole de artizanat.

Oferta variată a Republicii Socialiste România va contribui fără îndoială la extinderea relaţiilor de comerţ exterior între R.D.G. şi R.S.R. şi la găsirea unor noi posibilităţi ale cooperării economice.

La pavilioanele din oraş, întreprinderile române de comerţ exterior vor fi reprezentate prin cinci standuri. În Casa Tîrgului, „*Messchof*" întreprinderile de export „Fructexport", „Conservexport" şi „Romagricola" va prezenta o ofertă bogată de fructe şi legume proaspete, de conserve de carne, fructe şi legume, de vinuri şi alte băuturi alcoolice, sucuri şi dulciuri.

Expoziţia colectivă sovietică, organizată de către Camera Unională din Moscova, va oferi o imagine de ansamblu a randamentului şi a capacităţii de export a industriei din U.R.S.S.

22 de întreprinderi de comerţ exterior poloneze vor prezenta, pe o suprafaţă de 3 000 mp, în 18 ramuri ofertele lor de export.

În 24 de ramuri, pe aproape 3 000 mp, întreprinderi de comerţ exterior din Republica Socialistă Cehoslovacă vor prezenta produsele lor, printre care numeroase realizări noi în ramura maşinilor poligrafice.

24 de întreprinderi industriale şi de comerţ exterior din Ungaria, vor prezenta produsele lor pe o suprafaţă de 2 500 mp, printre care : produse chimice, vehicule rutiere, materiale didactice, mobilă şcolară, tehnică medicală şi tehnică pentru laboratoare medicale.

Republica Populară Bulgaria va participa la tîrgul de toamnă cu 9 standuri pe ramuri.

30 de întreprinderi industriale şi de comerţ exterior din Iugoslavia vor ocupa o suprafaţă de 1 100 mp.

Republica Democrată Vietnam, Republica Populară Democrată Coreeană şi Republica Cuba vor participa cu birouri economice la Serviciul Tîrgului, iar Republica Populară Albania va fi reprezentată printr-un birou de informaţii.

Din ţara gazdă 4 200 de firme, vor prezenta pe o suprafaţă de 208 000 mp produse destinate exportului, permiţînd astfel o vedere de ansamblu cu privire la succesele înregistrate în opera de construcţie multilaterală a socialismului în R.D.G., continuată în mod ritmic prin noul plan cincinal.

Întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Intermed export-import Berlin" — va reprezenta şi anul acesta, prin exponatele sale, un punct de atracţie, pentru publicul internaţional, în cadrul Tîrgului de toamnă de la Leipzig 1971. Cea mai mare parte a produselor de export va fi expusă în mai multe pavilioane şi standuri de specialitate.

În această expoziţie a realizărilor participă nu mai puţin de 280 de întreprinderi producătoare cu peste 10 000 diverse exponate.

Întreaga gamă de produse farmaceutice, pentru medicină, stomatologie şi medicină veterinară se află, conform tradiţiei, în „Dresdner Hof", ceasornicele şi cronometrele în pavilionul din piaţă şi aparatura de demonstraţie, folosită ca mijloc de instruire, în expoziţia didactică internaţională" „Interscola", în hala 16 a sectorului tehnic al tîrgului.

În legătură cu aceasta trebuie menţionat faptul că în pavilionul Bugra au mai fost organizate birouri speciale de consultaţii referitoare la probleme şi sisteme de producţie.

Prezintă o noutate înfiinţarea, în pavilionul Bugra, a expoziţiei internaţionale din domeniul tehnicii medicale şi de laborator. Pe o suprafaţă de aproximativ 6000 m², participă expozanţi din 16 ţări. Punctul central va fi şi anul acesta tehnica medicală şi de laborator, modernă şi de mare randament, pe care o prezintă R.D.G. Din suprafaţa de 4000 m² de care dispune Republica Democrată Germană în pavilionul Bugra, numai Intreprinderea de stat a Combinatului de tehnică medicală şi de laborator ocupă 1700 m². Acest combinat, care este în acelaşi timp şi cel mai important producător în tehnica medicală şi de laborator din R.D.G., expune în pavilionul Bugra o gamă reprezentativă a programului său de export. Exponatele vor fi organizate în sisteme cu valoare practică, sisteme tehnice, complexe de produse şi unicate. Principalii prezentatori străini sînt, printre alţii : Medexport — U.R.S.S. ; Novo — R.S.C. ; Medicor — Ungaria ; Siemens — R.F.G. ; Radiometer — Danemarca ; Comef — Franţa ; Klon-Producte — Marea Britanie ; Nuclear Chiago — U.S.A.

Printre exponatele principale ale R.D.G. sînt instalaţiile pentru radiodiagnostic vascular, dispozitivul TuR-USI 2 pentru instalaţii, folosind ultrasunetele şi aparatul de ultra, sonoterapie TuR US 6 ale firmei VEB TuR din Dresda. Interesantă, este de asemenea, instalaţia de televiziune radiologică RFA 3 a studioului tehnic VEB din Berlin.

În domeniul tehnicii de laborator se va putea aprecia gradul înalt de automatizare.

Astfel, sînt expuse produse la cel mai înalt nivel mondial, ca aparataje automate pentru diverse analize, aparatele, pentru măsurarea viscozităţii, pH-metre de precizie pentru laborator, termostatele de mare randament, precum şi centrifuge mereu îmbunătăţite.

De o preţuire deosebită se bucură şi instalaţiile de salvare pentru exploatări miniere ale combinatului VEB pentru tehnica medicală şi de laborator din Leipzig.

În sectorul destinat produselor farmaceutice, R.D.G., expune preparate de cea mai înaltă calitate. Dovada efectivă pentru aceasta sînt : Maninil, Pryleugen, Finlepsin, Lepsiral com positum şi Fluoretten de la VEB Combinatul de medicamente din Dresda sau Non-Ovlon, ravignost, Modernhinkesalbe şi Turisychron, produse ale Combinatului VEB Jenapharm.

Halele 1—16 ale terenului afectat Tîrgului se prezintă vizitatorilor, pe o suprafaţă de 3 000 mp, pentru prima dată următoarele ramuri : materii prime chimice, instalaţii chimice, precum şi maşini de mase plastice în cadrul marelui complex chimic.

Printre expozanţii din diferite ţări care vor ocupa o treime a întregii suprafeţe, vor fi prezenţi pe lîngă întreprinderile de comerţ exterior ale ţărilor socialiste ca Chimimport din România, Soiuzchimexport şi Tehmaşexport din Uniunea Sovietică, Ciech şi Polimex-Cecop din Polonia, Chemapol şi Tehnoexport din Cehoslovacia, Chemcomplex din Ungaria şi Neftochim din Bulgaria, şi producători importanţi din domeniul chimiei ca Solvay din Belgia, BASF din R.F.G., Usine Kuhlmann din Franţa, Shell, British Petrol şi ICI din Marea Britanie, General Electric Plastice din Ţările de Jos, Uzinele austriece de azot, Geigy şi Sandoz din Elveţia şi Du Pont din S.U.A.

În profilul expoziţiei vor intra instalaţii pentru industria petrolului şi industria producătoare a gazului metan, printre care instalaţii pentru fabricarea unor produse petroliere superioare.

În afară de aceasta, vor avea loc demonstraţii pentru prelucrarea produselor petroliere cu ajutorul unor instalaţii corespunzătoare ale petrochimiei, îndeosebi materii plastice, elastice, fibre şi cauciuc. Ea se bazează pe procedee noi, ca de ex. procedeul Difex de la Uzinele Leuna „Walter Ulbrich" pentru obţinerea Butadien-ului. Instalaţia pentru obţinerea Butadien-ului — care de astfel a devenit şi motivul unui timbru special al Tîrgului — reprezintă un exemplu al colaborării strînse dintre industria chimică şi construcţia pentru instalaţii chimice a R.D.G., în domeniul dezvoltării instalaţiilor.

Pentru prima dată se va prezenta la Tîrgul de toamnă maşini poligrafice. Hala 20 va găzdui astfel de exponate prezentate de 13 ţări.

Autovehiculele vor deţine şi la Tîrgul de toamnă din acest an locul dominant prin oferta ,,vehicule rutiere", Expozanţii acestei ramuri reprezintă 18 ţări şi vor ocupa o suprafaţă de 25 000 mp.

Noile autobuze orăşăneşti şi pentru transporturi internaţionale ,,Ikarus" vor atrage atenţia vizitatorilor Tîrgului în egală măsură ca autocamioanele suedeze de mare tonaj pentru transporturi internaţionale de mărfuri sau ca Tatra 813 — produs al Republicii Socialiste Cehoslovace — un adevărat marfar rutier, capabil să transporte greutăţi pînă la 65 tone.

Sub numele de ,,Expovita", 400 de întreprinderi vor expune pentru cultura fizică şi sport, pentru camping şi sportul pe apă, pentru organizarea vieţii cultural-spirituale în timpul liber, precum şi pentru ore de recreaţie în grădină, aproximativ 3000 de produse, printre care multe noi şi modernizate.

La cele 16 pavilioane din centrul oraşului vor fi, de asemenea, reprezentate diferite ramuri ale bunurilor de consum, ale căror expoziţii au un aspect al unor tîrguri internaţionale de specialitate. De exemplu ramura industriei alimentare este reprezentată prin firme din 33 de ţări.

În pavilionul ,,Ring-Messchaus", firme de export din 28 de ţări vor oferi, pe o suprafaţă de 20 000 mp, produse textile şi confecţii.

Şi de data aceasta, Tîrgul de toamnă de la Leipzig va contribui la stabilirea de noi relaţii comerciale, la dezvoltarea colaborării economice dintre state.

El. Ştefănescu

Cea de a XII-a ediţie a Tîrgului Internaţional de la Brno

În ziua de 5 august a.c., Legaţia comercială de pe lîngă Ambasada Republicii Socialiste Cehoslovace a organizat o conferinţă de presă cu prilejul deschiderii celei de a 13-a ediţii a Tîrgului Internaţional de produse ale industriei construcţiilor de maşini, care se va ţine la Brno între 11—20 septembrie 1971.

În expunerile şi materialele prezentate în cadrul conferinţei s-a relevat că Tîrgul Internaţional al produselor industriei constructoare de maşini de la Brno corespunde promovării tehnicii avansate contemporane în producţia de maşini şi instalaţii; el creează condiţii optime pentru promovarea cooperării, devenind un centru important nu numai din punct de vedere comercial, dar şi de cunoaştere şi instruire tehnico-ştiinţifică, de promovare a unor forme mai avansate de colaborare economică internaţională.

Pentru a se ilustra importanţa internaţională şi amploarea tîrgului, s-a menţionat că în anul trecut au participat 1630 de expozanţi din 28 de ţări, suprafaţa expoziţiei fiind de 96 500 m^2. Tîrgul a fost vizionat de 420 000 de vizitatori din ţară şi de peste hotare. Au fost prezenţi 315 corespondenţi de presă din străinătate, care au participat la 35 de conferinţe, separat de cele ţinute în diferite pavilioane de expoziţie.

În ce priveşte expoziţia din acest an s-a menţionat că este împărţită în 12 sectoare şi anume : maşini-unelte, maşini pentru industria minieră şi de extracţie, maşini pentru industria chimică şi industria alimentară, maşini poligrafice, instalaţii de tehnica aerului, pompe, motoare diesel, instalaţii pentru industria electrotehnică de curenţi tari, aparataje de măsură şi control, instrumente medicale şi de laborator, instalaţii de transportat, tractoare şi maşini agricole, materii prime şi produse semifabricate. Organizarea pe sectoare ajută cercurile de specialitate să se orienteze mai bine în ramura lor, asupra dezvoltării pe plan mondial şi asupra noutăţilor din producţia diferitelor maşini şi instalaţii, să compare nivelul lor cu nivelul producţiei proprii şi să obţină informaţii pentru îmbunătăţirea ei.

Dintre cele 37 exponate noi pe care le vor prezenta la tîrgul din anul acesta întreprinderile producătoare şi organizaţiile pentru comerţul exterior din Cehoslovacia, şi care constituie unul din programele de fabricaţie prioritare în R. S. Cehoslovacă reprezentînd totodată şi principalele articole de export, s-a menţionat : maşina de găurit prin coordonate tip VR 5 K folosită la găurirea cu precizie şi la tăiatul filetурilor fine, strungul cu vîrf cu comandă numerică tip SS 50 ANC înzestrat cu sistemul de comandă RSJ-1C cu introducerea manuală a datelor informaţionale, maşina de rectificat rotund tip BDA 80 pentru rectificarea găurilor cilindrice şi conice. Întreprinderea SKODAEXPORT prezintă, printre altele, rotorul unei turbine de joasă presiune de 200 MW, o supapă de înaltă presiune pentru turbina de 110 MW, un excitator cu semiconductori cu schema termică a noii turbine SKODA de 226 MW.

Dintre echipamentele pentru folosirea energiei atomice vor fi expuse modelele de reactoare tipurile SR-O şi SR-1. Dintre noutăţile sectorului industriei alimentare vor face parte maşina de însăcuit automată tip BSF 2 şi BA2, maşina de bătut unt şi altele.

Dintre instalaţiile pentru industria chimică va fi prezentată pentru prima oară o linie tehnologică pentru obţinerea hidrogenului şi pentru fabricarea ureei. O inovaţie deosebită o va constitui maşina automată de suflat butelii cilindrice şi acilindrice cu pereţi subţiri din mase termoplastice.

Dintre noile maşini de construcţii s-a relevat încărcătorul universal cu roţi tip KN 250 pentru argilă, pietriş şi materiale pulverulente. Datorită înălţimii deosebite a gurei de alimentare, de 3,20 m, pot fi încărcate lesne vagoane cu tonaje ridicate şi vagoane de marfă. Un loc de seamă va ocupa şi agregatul diesel 6—25 pentru navele fluviale şi de pilotaj. Şi în ce priveşte expoziţia aparatelor de măsură, de încercat şi a instrumentelor medicale va exista o serie de lucrări noi.

Maşinile textile ce vor fi expuse, vor fi de un înalt nivel tehnic. Noua maşină BICOLOR-APALOOP produce materiale frotate, cu bucle pe ambele suprafeţe, fiecare de culoare diferită. Maşina elimină scămoşarea şi produce cu o treime mai ieftin, atingînd o productivitate dublă şi nu pretinde spaţiu mare.

Republica Socialistă România va participa şi în acest an la Tîrgul din Brno prezentînd o serie de produse ale industriei constructoare de maşini.

În anul acesta, la Tîrgul de la Brno, se vor ţine cîteva simpozioane internaţionale, dintre care se menţionează : ,,materiale refractare pentru instalaţii energetice şi chimice", industria de ambalaje şi comerţul mondial" etc. Vor mai fi organizate cercuri tehnice de specialitate, ,,zile de branşe" consacrate diferitelor teme, ca : ,,tehnica măsurătorilor în industria construcţiilor de maşini", ,,maşinile pentru industria sticlei", ,,tehnica măsurătorilor în comunicaţii", maşinile pentru prelucrarea maselor plastice" şi altele.

În interesul unei publicităţi a problemelor de specialitate, a inovaţiilor şi a cunoştinţelor tehnice, ca în fiecare an se va organiza cu ocazia Tîrgului o ,,Conferinţă internaţională a redactorilor presei tehnice", care în anul acesta îşi va sărbători jubileul său de 10 ani.

Atît expoziţia cît şi celelalte manifestări organizate cu acest prilej vor contribui la dezvoltarea relaţiilor economice şi colaborării între state.

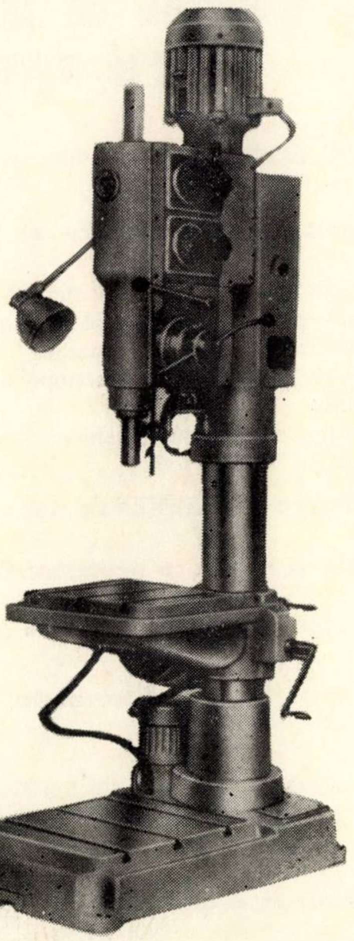
Ing. *M. Dumitriu*

* * *

MACHINOEXPORT

Mașină de perforat de construcție modernă, de mare productivitate și cu aplicații variate

	BI2A	BK20	BK32
Diametrul maxim al orificiului în oțel, mm	12	20	32
Dimensiunile suprafeței utile a mesei, mm	340 × 230	350 × 300	550 × 440
Suprafața utilă a mesei care poate fi înclinată, mm			400 × 4 000
Suprafața utilă a mesei amovibile, mm	240 × 295		
Gama vitezelor burghiului, rot/min	500 — 4 000	95 — 1 900	85 — 1 500



EXPORTATOR : MACHINOEXPORT

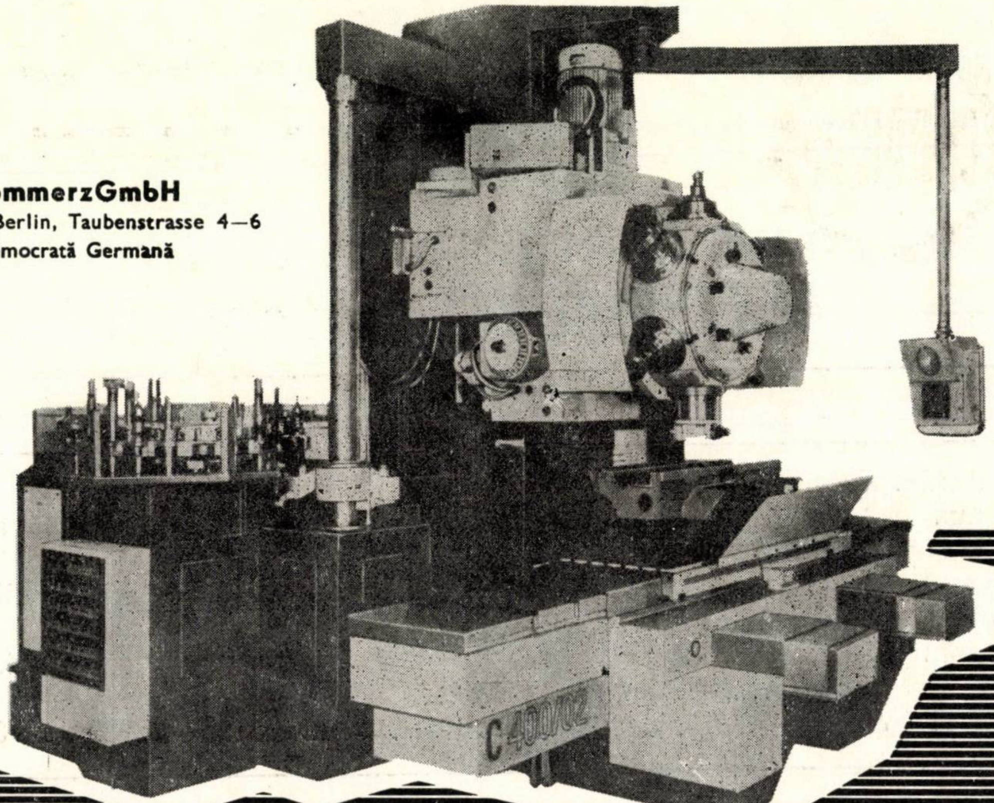
S.A.R.L.
str. AKSAKOV, nr. 5
Sofia — Bulgaria
Tel. : 88—53—21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

Exportator :

TechnocommerzGmbH
RDG — 108 Berlin, Taubenstrasse 4—6
Republica Democrată Germană



ORSTA*hydraulik*

In construcţia modernă de maşini şi agregate

ORSTA-Hydraulik oferă
pentru maşini de înaltă productivitate în diferite ramuri industriale

Instalaţii hidrostatice de antrenare şi reglaj conectabile.

Dispozitivele şi agregatele hidraulice ORSTA sînt proiectate pe baza unor parametri precizaţi şi montate folosind sistemele de aparate verificate ORSTA-Hydraulik.
Tehnică de interconectare universală, joncţiuni tubulare reduse, montaj favorabil.
Pentru antrenarea continuă a diferitelor elemente de reglaj şi automatizare servesc

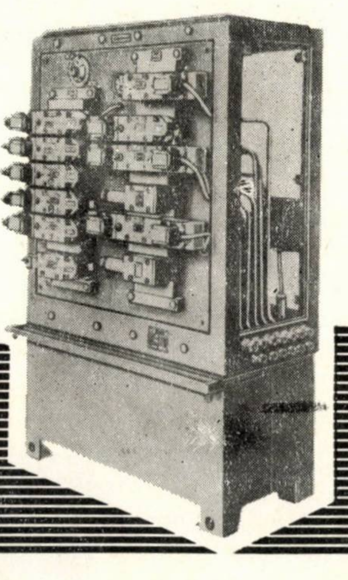
sistemele noastre electro-hidraulice de manevrare şi antrenare

în dispozitive şi instalaţii de reglare cu prelucrare electrică a semnalelor.
Timp de manevrare redus, reacţie rapidă, înaltă precizie şi liniaritate.

Agregate de antrenare standard normate

$p=63.100$ şi 160 kgf/cm^2
$Q=2,5-100$ l/min
Proiectăm, livrăm şi montăm sisteme electro-hidraulice de antrenare pentru toate tipurile de instalaţii industriale.
Serviciul nostru cuprinde toate fazele, inclusiv punerea în funcţiune.
Vă informăm cu plăcere. Cereţi prospecte folosind numărul de comandă II/71.

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik Leipzig
RDG — 701 Leipzig, Dr.Kurt-Fischer Str. 33

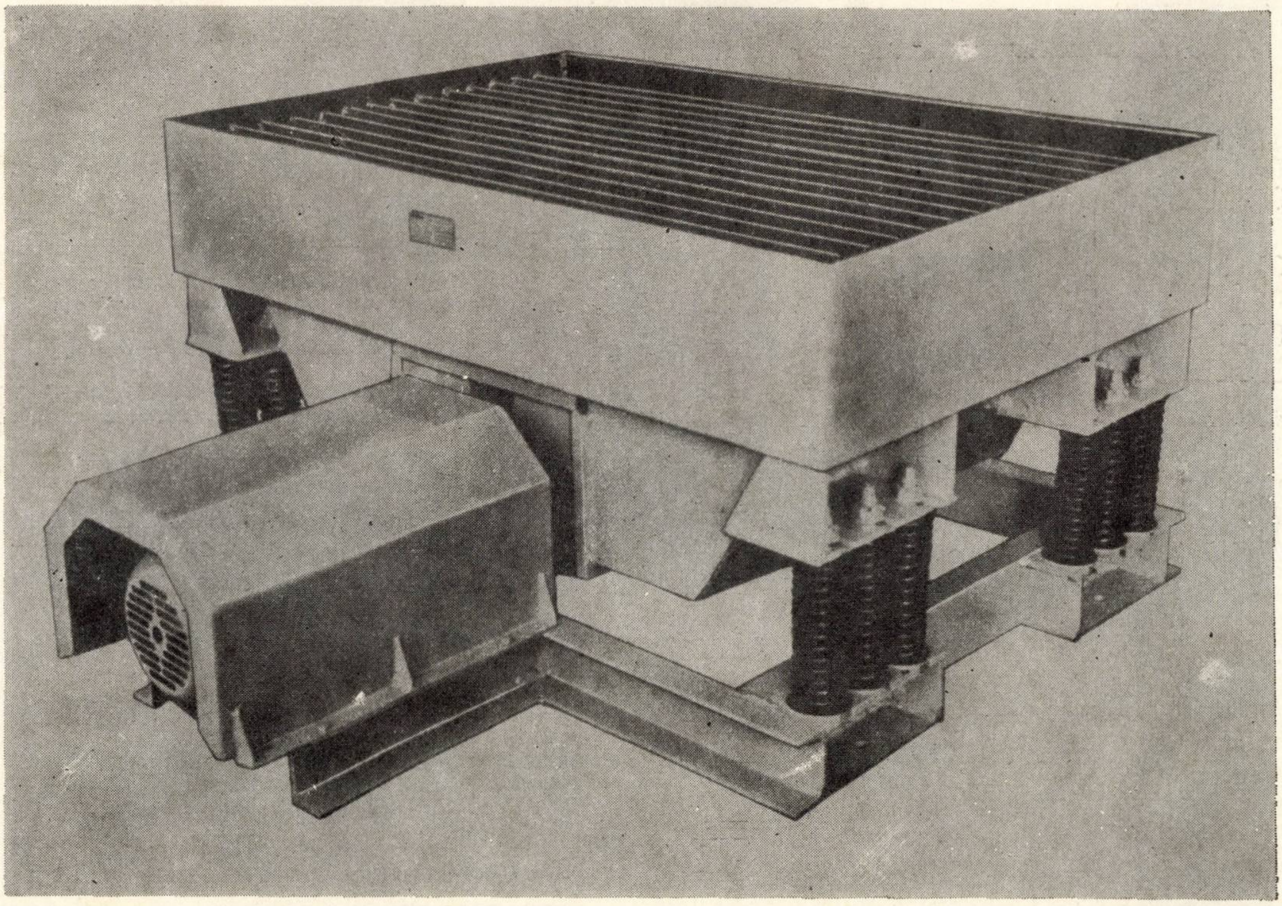


PUBLICOM

INTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

centrozap

KATOWICE — LIGONIA 7 — R. P. POLONĂ
CUTIA POȘTALĂ : 825
TELEFON : 513 401
TELEX : 0312—416 pînă la 418
TELEGRAME : CENTROZAP KATOWICE



GRILE DE DEZBĂTUT TIP WKM

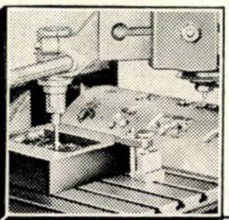
Aceste grile, care au o capacitate de dezbatere foarte mare, un mers liniștit și regulat, posedă un mecanism care amortizează vibrațiile, mecanism care a fost brevetat în multe țări din Europa. Grilele noastre nu transmit sarcinile dinamice asupra fundației, iar trecerea prin gama turațiilor de rezonanță nu produce efecte nedorite, ca proiectarea mesei și a piesei turnate, în special în momentul pornirii. Amplitudinea mică a vibrațiilor față de frecvența înaltă reprezintă o protecție a pieselor turnate și a oalelor de turnare contra deteriorărilor.

Capacitatea mesei grilei, kg	Dimensiunile mesei, mm
400	800×1 200
1 000	800×1 200
2 500	1 000×1 600
	1 200×1 600
4 000	1 200×1 600
	1 200×2 000
6 000	1 600×2 000
	1 600×2 500
10 000	1 600×2 500
	2 000×2 500

Grilele pot fi reunite în grupuri de 2, 4 sau 6 unități, ceea ce dă posibilitatea de a mări suprafața de lucru și capacitatea. Exportăm, de asemenea, grile de dezbatere care se pot deplasa ($Q=400$ și 1 000 kg) și grile automatizate.

Fabricant : Fabryka Maszyn Odlewniczych FMO
KRAKOW — R. P. Polonă

PUBLICOM

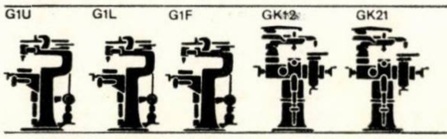


GK, ca Gravantă Copiere

Nici o problemă dacă executați medalii, bijuterii, ceasuri, jucării, insigne, șabloane de scris, ștampile, șilduri sau plăci de imprimat! Nici o problemă, fie că gravați, frezați sau faceți inscripții pe piese plane, bombate sau rotunde, simple ori complicate!

Mașinile Deckel GK vă oferă toate posibilitățile de gravat și gravare prin copiere, în regim economic și în ori ce grad de finețe.

Mașinile Deckel GK vă asigură ori ce execuție de gravaj fin prin copiere. O gravare prin copiere care se remarcă printr-un finisaj ireproșabil al suprafețelor, printr-o finețe și o precizie excepțională. O gravare prin copiere care poartă amprenta produselor fabricate de Dvs.

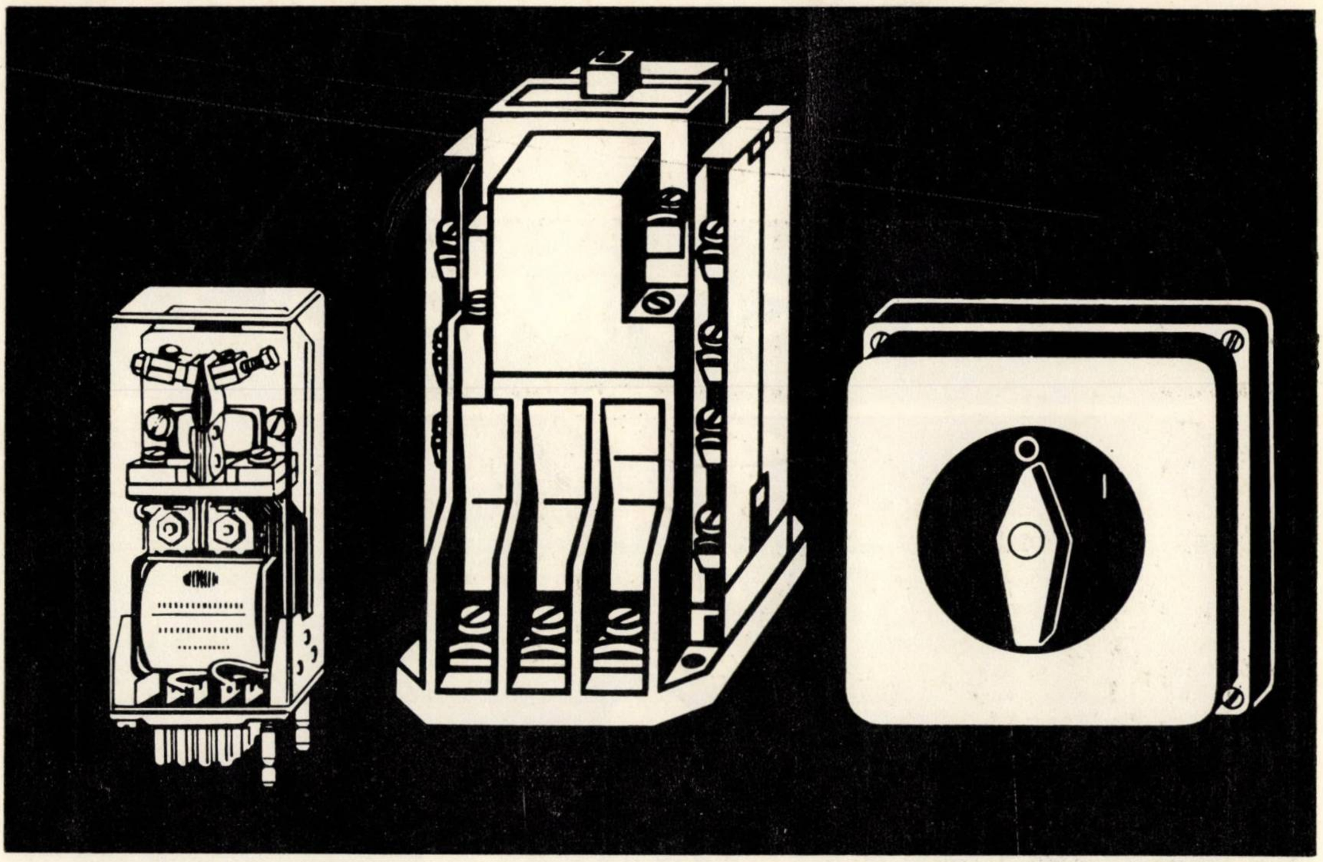


Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.

Întrebați odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – și mai bine – întrebați-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel



Seria ID 16 pînă la ID 160 de protecţii aeriene pentru industrie

Seria constă din tipurile ID 16, ID 25, ID 40, ID 63, ID 100 şi ID 160. Aceste aparate de comutare au fost concepute într-o serie unitară, ţinîndu-se seamă de tehnica cea mai avansată şi reprezintă elementul de bază al comenzilor electrice pentru maşini de prelucrat şi pentru instalaţii.

Caracteristicile lor principale sînt :

— Capacitate mare de lucru în raport cu puterea şi durată lungă de funcţionare
— Gabarit redus
— Număr mare de comutatori auxiliari
— Schimbare simplă şi rapidă a pietrelor de construcţie
— Racordare directă
— Releul de supracurent termic poate fi cuplat direct pînă la ID 63
— Comutatoare auxiliare identice pentru întreaga serie.

Comutator cu came 10 A pînă la 250 A

Comutatoarele cu came sînt dispozitive pentru cuplarea şi decuplarea motoarelor cu rotorul în scurtcircuit. Ele pot fi montate şi drept întrerupătoare de sarcină şi gol, ca întrerupătoare de comandă într-o mare variaţie de cuplaje precum şi drept comutatoare pentru punctele în care se fac măsurări, în maşini electrice, aparate, instalaţii de distribuţie etc.

— capacitate de comutare înaltă
— durată de funcţionare electrică şi mecanică lungă, deşi aparatul are un volum mic
— diverse variante constructive şi de montare, pînă la gradul de producţie IP 54

Releuri cu poli

— putere foarte mică necesară debreierii — sensibilitate maximă şi de aceea multiple posibilităţi de utilizare

Dispozitive pentru telegraf :
Releuri cu poli drept redresori şi amplificatori — Cuplare şi decuplare a consumatorilor individuali şi declanşarea semnalelor

Tehnica comandei şi a reglajului :
Releurile cu poli servesc drept elemente de comutare sensibile şi ca indicatori de valoare limită în comutaţiile de punte.

Tehnică înaintată
Releurile cu poli reprezintă elemente de construcţie pentru instalaţii de semnalizare şi de avertizare
Fiind foarte rezistent construite pot fi utilizate în condiţii extrem de grele.

DDR-AUTOMATISIERUNGSGERÄTE

Reprezentant pentru România :
Biroul tehnic-comercial al AHB Elektrotechnik la HPA
Ambasada Republicii Democrate Germane în România
Calea Dorobanţilor 14
Bucureşti

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN · ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

PUBLICOM

STANKOIMPORT

PASTE CU DIAMANT DIN U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru superfinisare, rodarea şi lustruirea suprafeţelor metalice şi ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Ele pot fi folosite atît pentru tratamentul mecanic cît şi pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant se fabrică în două tipuri :

- Solubile în solvenţi organici — O,
- Solubile în apă — B,

în trei concentraţii : 2, 5 şi 10%

şi în unsprezece dimensiuni ale granulelor.

Pentru informaţii mai detaliate adresaţi-vă la :

V/O "STANKOIMPORT,,
32/34, Smolenskaia — Sennaia,
Moscova G — 200, U.R.S.S.
Cablu : STANKOIMPORT MOSCOVA
Telex : 227,
Telefon: 244-21-32

STANKOIMPORT

PUBLICOM

LA EXPOZIȚIA SPECIALIZATĂ DIN BUCUREȘTI DE LA 8 LA 18 OCTOMBRIE 1971

V/K "TECHSNABEXPORT"

expune aparatele portative cu raze X IRA-2D şi IRA-3.

IRA-2D este destinat defectoscopiei pieselor, organelor şi construcţiilor greu accesibile ; adîncimea de radioscopie a oţelului este 30 mm.

IRA-3 se utilizează pentru generarea de impulsuri de raze X cu o durată de cîteva nanosecunde, la controlul defectelor de orice fel ; masa : 3 kg.

Ambele modele au obţinut Medalii de Aur la Tîrgurile Internaţionale de la Plovdiv şi Leipzig.

Expoziţia este deschisă zilnic, de la ora 10 la 18, la SalaPalatului, intrarea prin str. Biserica Creţulescu

Pentru informaţii suplimentare şi invitaţii, vă rugăm să vă adresaţi Agenţiei de publicitate internaţională Publicom, Bd. N. Bălcescu nr. 22 telefon 14.75.35

Techsnabexport

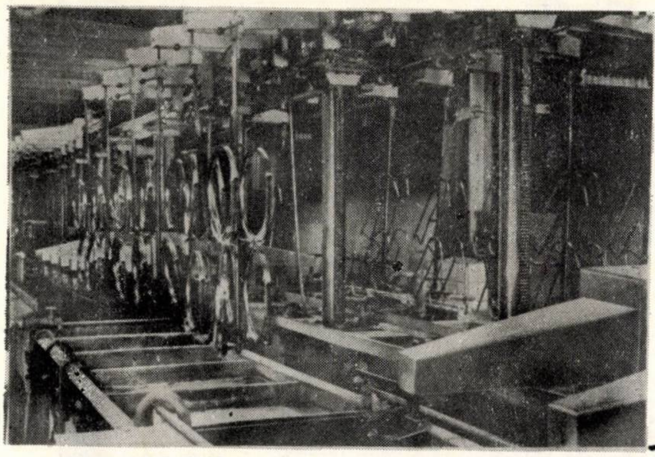
V/K „Techsnabexport" 32/34. Smolenskaia – Sennaia Moscova G-200, U.R.S.S. Telex 729

PUBLICOM

Metale cu
"MAKE UP,,

SÎNT REZULTATELE ÎNNOBILĂRII CU AJUTORUL AUTOMATELOR MARI DE GALVANIZARE TIP EUA

— AUTOMATE — REVERSIBILE CU LINII SIMPLE — DE MARE CAPACITATE.



Cu elemente de masă prevăzute anticipat, pînă la 400/800 mm dimensiunea batiului — de la capacul roţii auto pînă la dispozitivul de înclinat volanul. Automatul galvanizează utilizînd diferite combinaţii de protecţie anticorosivă, cum şi combinaţii decorative, de exemplu : cupru-nichel-crom sau nichel-crom, precum şi cu cadmiu sau zinc. Funcţionînd complet automat, această instalaţie de mare capacitate poate fi montată în vederea executării proceselor de înnobilare, într-un domeniu foarte larg, avînd 30 sau mai multe trepte de galvanizare, pentru prelucrare anticipată, intermediară sau ulterioară. Faţă de galvanizarea efectuată manual, cheltuielile de producţie se reduc cu pînă la 40%.

Se realizează economii de forţe de muncă, chimicale, energie electrică şi apă.

Fluxul tehnologic automatizat garantează totodată calitatea constantă a depunerilor, precum şi menţinerea constantă a timpului de expunere prescris.

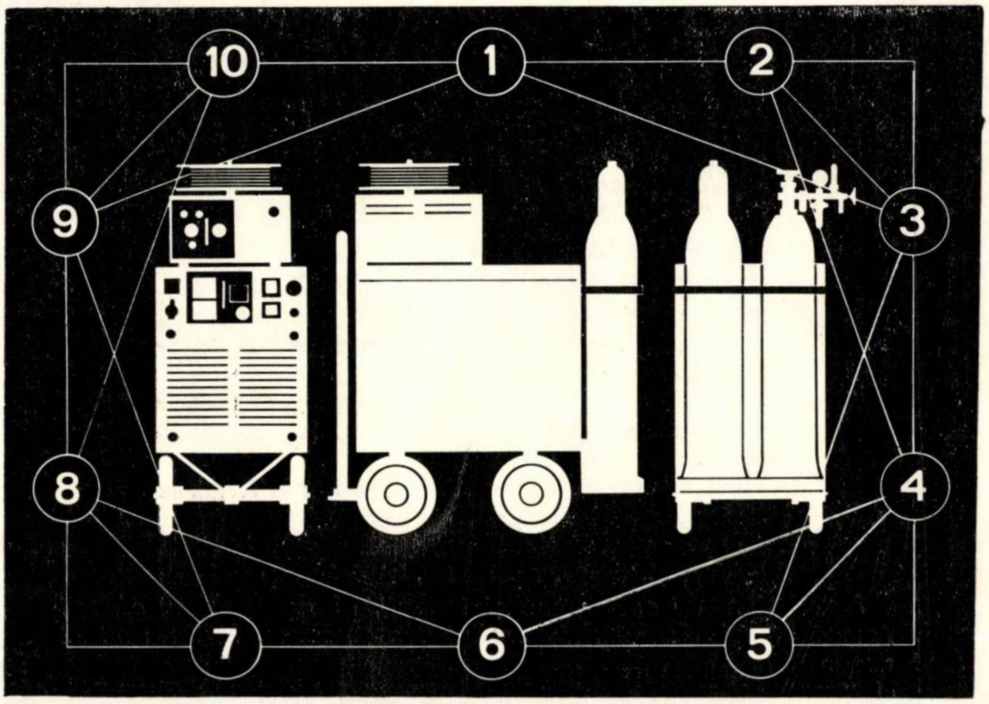
Vă rugăm deci să vă notaţi cele trei litere pentru galvanizarea automată raţională : EUA.

Exportator : **TechnoCommerz** GmbH

108 Berlin, Taubenstrasse 4—6 Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Reunite într-un singur aparat de sudură



mai multe operaţii din tehnica sudurii moderne. Maşina compactă de frezat KSM 1 din Finsterwalde realizează aceasta.

Maşina menţionată se evidenţiază, în afară de alte avantaje pe care le prezintă, prin gabaritul ei redus, — deci nu cere un spaţiu de instalare mare —, prin raza de acţiune maximală, transportul uşor, viteza mare de avans, posibilitatea de a fi trecută fie pe sudura MIG sau SG-CO_2 fie pe sudura UP sau sudura cu arc. Calitatea sudurii este excepţională, datorită redresorului de sudură KG 400 VC pentru tehnologii multiple, redresor care poate fi montat şi în vederea altor procedee de lucru.

Aceste avantaje merită a fi luate în considerare. Vă stăm cu plăcere la dispoziţie pentru orice informaţii sau sfaturi.

MANSFELD

VEB MANSFELD KOMBINAT WILHELM PIECK

Betriebsdirektion Anlagen- u. Gerätebau

BETRIEB FÜR SCHWEISSTECHNIK FINSTERWALDE DDR 798 FINSTERWALDE

DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

Exporteur:

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN-ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

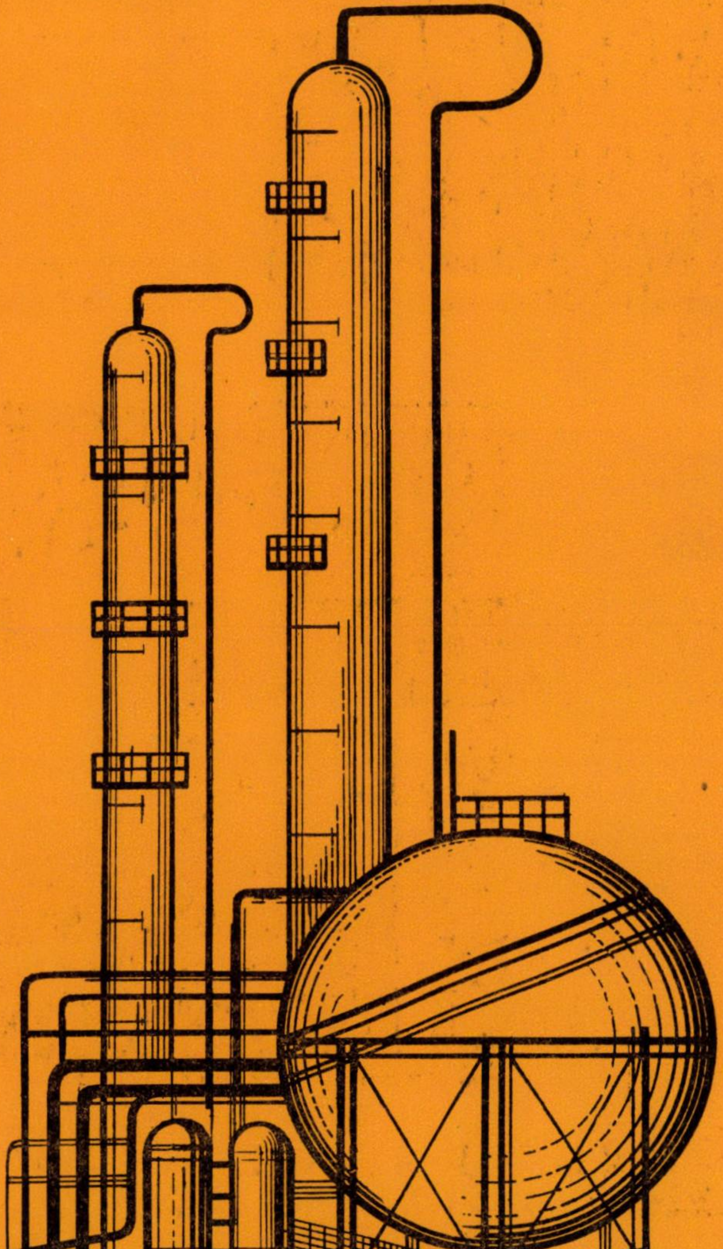
Rugăm pe cei interesaţi să se adreseze la :
Ambasada DDR în R.S.R.
Secţia comercial-politică
Biroul tehnic-comercial Elecktrotechnik
Calea Dorobanţilor 14
Bucureşti

CIUCR

CENTRALA
INDUSTRIALĂ
DE UTILAJ
CHIMIC ȘI
RAFINĂRII

CENTRALA INDUSTRIALĂ
DE UTILAJ
CHIMIC ȘI RAFINĂRII

Asigură prin întreprinderile sale specializate proiectarea și executarea de utilaj tehnologic pentru industria chimică și petrochimică, din fontă, oțel carbon și inox, aluminiu, aramă, bronz.



ICPUCR

UZUC

GRIRO
BUCUREȘTI

INDEPENDENȚA
SIBIU

POMPE
AVERSA

FAVEG

UMUC
BUCUREȘTI

CIUCR – MICM

CALEA GRIVIȚEI NR. 355—BUCUREȘTI TELEFON 18.54.80.
–TELEX 110–250

1971 DEC 6

VULCAN
ROMANIA

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

FONDATĂ
1904

VĂ OFERĂ:

- ● ÎNALTĂ TEHNICITATE
- ● TERMENE DE LIVRARE CONVENABILE
- ● ASISTENȚĂ TEHNICĂ

TELEFON
DESFACERE
31.40.71.

EXPORT
IMPORT
31.00.61.

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

EXPORTĂ ÎN
28 ȚĂRI — DIN
4 CONTINENTE

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 1035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm² pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

GENERATOARE RAPIDE ABUR de 800 kg abur/h — GAT 08.

GENERATOARE STABILE de 500 kg/h.

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

E 3279

REZERVA

04

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXIII ● nr. 10 ● OCTOMBRIE 1971

FABRICA DE RULMENŢI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENŢII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu şi dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanţi cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenţi de construcţie specială ca :*
  rulmenţi radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători şi de marfă,
  rulmenti pentru utilaj petrolier,
  rulmenţi pentru tractoare şi camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

R 3
Tf. 7

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIII, OCTOMBRIE, Nr. 10, 1971

CUPRINS

CEPTUREANU, G. : **Cuzineţi cu pereţi subţiri pe bază de Al—Sn pentru industria de autovehicule.** 581

CIOBANU, I. : **Calculul la oboseală a transmisiilor bicardanice plane.** 588

CIUCĂ, C., VERZEA, D., DRUGESCU, E., TEODORESCU, M. *şi* POPAN, V. : **Unele aspecte privind instabilitatea coeficientului de calitate la oţelul OC — 01, STAS 1947—66, utilizat la forjarea osiilor pline pentru vehicule de cale ferată normală.** 593

DRĂGHICI, I. *şi* CHIŞU, E : **Dimensionarea termică a amortizoarelor hidraulice telescopice.** 597

HAJDU, I., HERLESCU T., CORNUT, A., TATU, Gh. *şi* MILOŞ, V. : **Măsurări de forţe în regim dinamic la o presă de ştanţat.** 603

OPASCHI, M. : **Cu privire la soluţiile constructive şi calculul răcitoarelor de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone.** 613

POP, M., BADEA, A. *şi* TURCU, I. : **Instalaţie criogenică pentru încercări mecanice.** 619

POPESCU, I. : **Contribuţii la studiul aşchiabilităţii aliajelor de aluminiu la prelucrarea alezajelo** 624

SELIM MESSELHI M. : **Contribuţii la studiul arderii rapide în motorul diesel.** 631

VLASIU, Gh. : **Determinarea forţelor care acţionează asupra buldozerului şi calculul dinamic al acestuia.** 636

DOCUMENTARE 639

RECENZII 640

CRONICA 640

REVISTA REVISTELOR 641

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.822 :629.113

Чептуряну, Г.: **Тонкостенные вкладыши на базе Al-Sn для автомобильной промышленности.**

Construcţia de Maşini 23 (1971) № 10, стр. 581–587

ДК 621–231.241 :620.178.3

Чиобану, И.: **Расчет усталости бикардапных плоских передач.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр, 588–593

ДК 669.14.018.294 :621.98 :625.2.012.13

Чюкэ, К., Верзя, Д., Друджеску, Е., Теодореску, М. и Попан, В.: **Некоторые аспекты неустойчивости коэффициента качества стали ОС—01, СТАС 1947-66, применяемой при ковке полных осей для железнодорожных автомашин нормальной колеи.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр. 593–597

ДК 621–567.2

Дрэгич, И. и Кишу, Е.: **Термическое измерение размеров гидравлических телескопических амортизаторов.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр. 567–602

ДК 621.979 :531.78

Хаждy, И., Херлеску, Т., Корнут, Ал., Тату, Г. и Милош, В.: **Измерение силы в динамическом режиме на штамповочном прессе.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр. 603–616

ДК 621.313.322–82–712

Опаски, М.: **О конструктивных решениях и расчете воздушных холодильников, предназначенных для вертикальных синхронных гидрогенераторов.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр. 613–618

ДК 620.179.12.05

Поп, М., Бадя, А. и Турку, И.: **Криогенная установка для механических испытаний.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр. 619–624

ДК 621.952.5.011 :669.715

Попеску, И.: **Исследование способности к резанию алюминиевых сплавов при обработке отверстий.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр. 624–631

ДК 621.436.05

Селим Месселхи М.: **Исследование быстрого сгорания в дизельном двигателе.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр. 631–634

ДК 621.879

Власиу, Г.: **Определение сил, воздействующих на бульдозер и его динамический расчет.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), № 10, стр, 634–638

INHALT

DK 621.822 :629.113

Cețtureanu G. : **Dünnwandige Lager auf Grund von Al–Sn für die Fahrzeugindustrie.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 581–587

DK 621–231.241 :620.178.3

Ciobanu I. : **Ermüdungsberechnung der ebenen bikardanischen Uebertragungen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10 S. 588–593

DK 669.14.018.294 :621.98 :625.2.012.13

Ciucă C., Verzea D., Drugescu E., Teodorescu M. und Popan V. : **Gewisse Gesichtspunkte bezgl. des nichtstabilen Qualitätskoeffizienten des Stahles OC—01, STAS 1947—66, verwendet zum Schnieden der Massivachsen für Eisenbahnwagen mit Normalspur.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 593–597

DK 621–567.2

Drăghici I. und Chișu E. : **Termische Bemessung der hydraulichen teleskopischen Stossdämpfer.**

Construcţia de Maşini 23(1971), H. 10, S. 597–602

DK 621.979 :531.78

Hajdu I., Herlescu T., Cornut Al., Tatu Gh. und Miloș V. : **Kräftemessung im dynamischen Zustand an einer Stanzpresse**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 603–612

DK 621.313.322–82–712

Opaschi M. : **Bezüglich der konstruktiven Lösungen und der. Berechnung von Luftkühlern für synchrone, vertikale Hydrogeneratoren.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 613–618

DK 620.179.12.05

Pop M., Badea A. und Turcu I. : **Kryogenische Einrichtung für mechanische Prüfungen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 619–624

DK 621.952.5.011 :669.715

Popescu I. : **Beiträge zum Studium der Zerspanungsmöglichkeit von Aluminiumlegierungen bei der Bearbeitung von Bohrungen**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 624–631

DK 621.436.05

Selim Messelhi M. : **Beiträge zum Studium der Schnellverbrennung im Dieselmotor**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 621–634

DK 621.879

Vlasiu Th. : **Bestimmung der Kräfte, die auf den Bulldoser einwirken und die dynamische Berechnung des letzteren.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 10, S. 634–638

SOMMAIRE

CD 621.822 :629.113

Ceptureanu, G. : **Coussinets à parois minces basés sur l'alliage Al—Sn, pour l'industrie d'automobiles.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 581—587

CD 621—231.241 :620.178.3

Ciobanu, I. : **Le calcul de la fatigue des transmissions planes à cardans doubles.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 588—593

CD 669.14.018.294 :621.98 :625.2.012.13

Ciucă, C., Verzea, D., Drugescu, E., Teodorescu, M. et Popan, V. **Quelques aspects de l'instabilité du coefficient de qualité de l'acier OC—01, STAS 1947—66, employé au forgeage des essieux pleins pour véhicules ferroviaires normaux.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 593—597

CD 621—567.2

Drăghici, I. et Chişu, E. : **La détermination des dimensions thermiques des amortisseurs hydrauliques télescopiques.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 597—602

CD 621.979 :531.78

Hajdu, I., Herlescu, T., Cornut, Al., Tatu, Gh. et Miloş., V. : **La mesure des forces en régime dynamique pour une presse à estamper.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 603—612

CD 621.313.322—82—712

Opaschi, M. : **Des solutions constructives et du calcul des refroidisseurs d'air destinés aux hydrogénératrices verticales synchrones.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 613—618

CD 620.179.12.05

Pop, M., Badea, A. et Turcu, I. : **Installation cryogénique pour essais mécaniques.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 619—624

CD 621.952.5.011 :669.715

Popescu, I. : **Contributions à l'étude de la coupe des alliages d'aluminium lors de l'usinage des alésages.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 624—631

CD 621.436.05

Selim Messelhi M. : **Contributions à l'étude de la combustion rapide dans le moteur diesel.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 631—634

CD 621.879

Vlasiu, Gh. : **La détermination des forces qui agissent sur le bulldozer et le calcul dynamique de ce dernier.**

Construcţia de Maşini 23(1971), no. 10, p. 634—638

CONTENTS

DC 621.822 :629.113

Ceptureanu, G. : **Al—Sn thin-wall bearings for the Motor-Car Industry.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 581—587

DC 621—231.241 :620.178.3

Ciobanu, I. : **Fatigue calculus in plane bi-cardanic transmissions.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 588—593

DC 669.14.018.294 :621.98 :625.2.012.13

Ciucă, C., Verzea, D., Drugescu, E., Teodorescu, M. and Popan, V. : **Some unstability aspects of the quality coefficient of OC—01, STAS 1947—66, utilized for the solid axles of standard gauge railway vehicles.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 593—597

DC 621—567.2

Drăghici, I. and Chişu, E. : **Thermal rating of hydraulic telescopic shock absorbers.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 597—602

DC 621.979 :531.78

Hajdu, I., Herlescu, T., Cornuţ, Al., Tatu, Gh. and Miloş, V : **Measurement of forces developed in a stamping press under dynamic conditions.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 603—612

DC 621.313.322—82—712

Opaschi, M. : **About the constructive solutions and calculation of air coolers designed for synchronous vertical hydrogenerators.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 613—618

DC 620.179.12.05

Pop, M., Badea, A. and Turcu, I. : **Cryogen mechanical testing equipment.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 619—624

DC 621.952.5.011 :669.715

Popescu, I. : **Contributions to the study of aluminium alloys machinability in bore processing.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 624—631

DC 621.436.05

Selim Messelhi M. : **Contributions to the study of fast combustion in diesel engines.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 10, p. 631—634

DC 621.879

Vlasiu, Gh. : **Assessment of forces which actuate the bulldozer; dynamic calculation of bulldozers.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 10, p. 634—638

FABRICA DE FRIGIDERE GĂEȘTI

- Frigiderele tip „Frigero, Frigero - super și Frigero Lux" model cabinet sînt echipate cu agregate frigorifice fucționînd cu motocompresoare ermetice care asigură un consum redus de energie electrică și un mers silențios.
- Izolate cu spumă poliuretanică, prevăzute cu închidere prin garnitură magnetică, asigură o temperatură scăzută permițînd păstrarea în bune condițiuni a diverselor produse alimentare.
- În camera de joasă temperatură realizează —12°C (regim XX), iar în compartimentul de răcire 0°C la + 5°C.
- Cuva fiind din masă plastică permite o depozitare higienică și o întreținere ușoară.
- Depozitarea produselor se face pe grătare metalice protejate cu poliamidă.

Caracteristici tehnice	Unități de măsură	Frigero Lux	Frigero super	Frigero
Dimensiuni de gabarit :				
— înălțime	mm	1380	1035	850
— adîncime	mm	598	598	598
— lățime	mm	545	545	545
Capacitate brută	l	240	180	140
Compartiment de joasă temperatură	l	18,4	18,4	13,6
Greutatea	kg	60	50	40
Consum energie electrică				
— la temperatura ambiantă de 25°C	kwh/24h	1	0,8	0,6
— la temperatura ambiantă de 32°C	kWh/24h	1,6	1,3	1
Producția de gheață	kg/24h	7,2	5,4	4,2
Puterea motocompresorului	CP	1/6	1/8	1/8

621.822:629.113

Cuzineţi cu pereţi subţiri pe bază de Al-Sn pentru industria de autovehicule

Ing. G. CEPTUREANU — uzina „Rulmentul" – Braşov

Gheorghe Ceptureanu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov (secţia automobile-tractoare) în 1958. Este doctorand la Institutul politehnic Braşov. Din 1967 este constructorul fabricaţiei de cuzineţi din cadrul G.U.F.R. Braşov.

După cum se cunoaşte, uzina „Rulmentul" — Braşov a asimilat fabricaţia cuzineţilor cu pereţi subţiri pe bază de Al—Sn, necesari industriei noastre de autovehicule.

În momentul de faţă, o mare parte din motoarele de tracţiune şi compresoare pentru industria frigorifică fabricate în ţară sînt echipate cu cuzineţi cu pereţi subţiri pe bază de Al—Sn. Ideea folosirii aliajelor de antifricţiune pe bază de Al în lagăre a apărut ca urmare a tendinţelor de a mări durabilitatea maşinilor şi a utilajelor, precum şi din necesitatea de a limita consumul de materiale deficitare (Sn, Cu).

În prezent, aliajele pe bază de Sn sînt însă folosite pe scară din ce în ce mai redusă, datorită, în special, presiunilor specifice admisibile reduse şi costului ridicat al Sn.

Atenţia cercetătorilor s-a axat, din aceste motive, pe o nouă categorie de aliaje, şi anume asupra grupei de aliaje pe bază de aluminiu.

Urmărindu-se a se exploata bunele calităţi ale aluminiului ca bază pentru aliajele antifricţiune, în decada anilor 1950—1960, s-a dezvoltat şi pus la punct tehnologia fabricaţiei cuzineţilor pe bază de Al—Sn. Bunele rezultate obţinute în laboratoarele de încercări, au fost confirmate în practică, astfel că în prezent putem afirma că materialele de antifricţiune utilizate la cuzineţii cu pereţi subţiri, fabricaţi de uzina „Rulmentul" — Braşov, dau perfectă satisfacţie în cazul utilizării acestora în motoarele cu ardere internă mediu solicitate (SR—211, D—103, M—207, D—115 etc.).

1. Generalităţi privind proprietăţile de bază ale unui material antifricţiune, în condiţiile frecării mixte

Materialul de antifricţiune trebuie să dispună de toate proprietăţile de alunecare şi mecanice necesare pentru a face faţă condiţiilor respective de lucru.

a) *Proprietăţile de alunecare* ale materialului antifricţiune constituie ansamblul de trăsături ce asigură posibilitatea funcţionării lagărului în condiţiile frecării mixte. Acestea sînt elasticitatea, capacitatea de înglobare a particulelor străine, rezistenţa la gripare.

b) *Proprietăţile mecanice* cuprind : capacitatea portantă limită, rezistenţa la oboseală, rezistenţa la uzură, coeficientul de frecare, conductibilitate, dilatare, termică, rezistenţa la coroziune, rezistenţa la avarie.

Pe baza datelor practice obţinute în încercări de laborator, s-a putut stabili [4], [8] clasifi-

Tabela 1

Proprietăţi	Grupe de materiale										Observ.
	metalice							nemetalice			
	Aliaje Sn-Pb	Cu-Pb	Aliaje Cu	Aliaje Zn	Aliaje Al	Fontă	Aglomerate feroase	Materiale plastice	Lemn	Grafit	
Proprietăţi de alunecare	FB	B	S	B	B	R	B	B	B	FB	
Rezist. la sarcini statice	S	B	FB	B	FB	FB	S	S	S	B	
Idem dinamice	S	S	FB	B	FB	B	R	R	R	R	
Rezistenţa la şoc	R	B	FB	S	B	S	S	R	R	R	
Duritatea	S	B	FB	S	B	FB	S	S	S	R	
Lucrul în cond. de avarie	S	R	S	S	S	R	B	B	R	R	
Conductibilitatea termică	S	FB	B	B	FB	B	S	S	R	FB	
Dilatare termică redusă	S	B	B	S	S	FB	B	S	S	FB	
Rezistenţă la temp. ridicată	R	S	R	S	B	B	R	R	R	FB	
Rezistenţă la acţiunea chimică	S	R	S	R	B	R	R	FB	S	B	
Posibilitate de ungere cu apă	R	S	S	R	R	R	R	FB	FB	FB	
Posibilitate de funcţionare uscată	R	R	R	R	R	R	R	FB	R	FB	

carea generală a materialelor de antifricţiune utilizate în lagăre.

2. Aliaje pe bază de aluminiu pentru lagăre

Principalele proprietăţi ale aliajelor pe bază de Al sînt prezentate comparativ în tabela 1.

Date fiind importantele proprietăţi ale aliajelor de antifricţiune pe bază de Al, la care se adaugă economia de materiale deficitare (Sn, Cu), acestea ocupă un loc important în tehnica lagărelor.

Dintre toate combinaţiile realizate pe bază de Al, cea care a reţinut în cea mai mare măsură atenţia, a fost aliajul Al—Sn, întrucît s-a constatat că introducerea fazei de Sn a permis realizarea materialului cu cea mai bună rezistenţă la blocare.

În figura 1 este prezentată diagrama de echilibru pentru combinaţia Al—Sn.

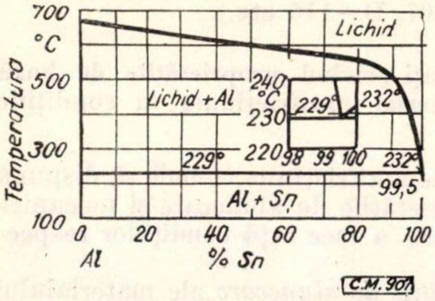


Fig. 1. Diagrama de echilibru Al—Sn.

Sn formează cu Al o topitură omogenă în toate raporturile Al—Sn. La 99,5% Sn apare un eutectic care se topeşte la 229°C. În stare solidă, Sn este aproape complet nemiscibil în Al şi, de aceea, poate fi presupusă posibilitatea apariţiei segregaţiilor în timpul solidificării. Se separă deci din Al eutecticul uşor fuzibil de Sn aproape pur care apare la limitele grăunţilor de Al, învăluindu-i. Totuşi, dificultăţile datorite acestei cauze nu sînt serioase, deoarece condiţii de turnare, corespunzător alese, cum ar fi o temperatură şi o viteză de turnare optimă, precum şi o viteză de răcire adecvată, pot contribui la obţinerea unei distribuţii cît mai uniforme a Sn în masa de Al.

După cum arată I. Pacalovski [4] aliajele Al—Sn la temperaturi de lucru ridicate îşi pierd în mod neînsemnat rezistenţa (fig. 2 a) şi, după determinările făcute de noi, diminuarea durităţii între 20° şi 120°C este de numai 4 unităţi Vickers (fig. 2 b).

Aliajele pe bază de Al—Sn se caracterizează printr-o rezistenţă la oboseală mai mare în comparaţie cu bronzurile (Cu—Pb) şi metalele albe.

Determinările efectuate de noi în laborator în condiţii standard au permis stabilirea raportului în care se află rezistenţa la oboseală a diferitelor tipuri de materiale antifricţiune moderne în raport cu rezistenţa la oboseală a aliajului metal alb (bază de Sn).

Fig. 2. Influenţa temperaturii asupra principalelor proprietăţi mecanice ale aliajelor Al—Sn [4]: R_m—rezist. la întindere; R_{pl} — rezist. compresiune; a — alungirea, %; H_v — duritatea Vickers sub sarcină de 10 kgf.

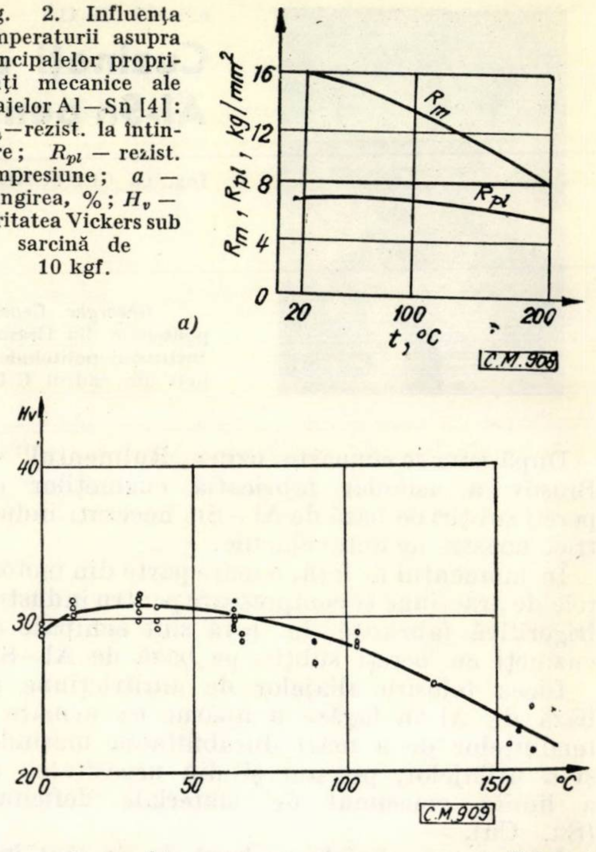


Tabela 2

Materialul antifricţiune placat pe oţel suport	Rezistenţa convenţională la oboseală, kgf/cm²	Raport de rezistenţă
Metal alb (bază Sn) gros aliaj 0,5 mm	156	1
Metal alb (bază Sn) aliaj 0,15 mm	216	1,37
70% Cu—30% Pb(cu strat III de acoperire)	410	2,60
70% Cu—30% Pb (fără strat III de acoperire)	364	2,30
Al—Sn 20% (fabricat de uzina „Rulmentul"—Braşov)	430	2,73

Determinările înscrise în tabela 2 s-au efectuat în laboratorul de încercări cuzineţi al uzinei „Rulmentul"— Braşov, pe maşina Saxon cu sarcină variabilă.

Condiţiile standard de încercare au fost următoarele:

— sarcină dinamică ... variabilă sinusoidal de la O÷P;

— număr de cicluri . . . . . 5,76 × 10⁶;

— presiunea uleiului la intrarea în cuzineţi 4,5 kgf/cm²;

— turaţia fusului . . . . . . 4000 rot/min;

— semicuzinetul experimentat a fost semicuzinetul pentru biela motorului SR—211;

— ulei lubrifiant . . . . . . SR—211 vară.

2.1. ***Aliajul Al—Sn 20%.*** **Majorarea conţinutului de Sn în masa de Al permite obţinerea unor proprietăţi de alunecare superioare ale**

aliajelor pe bază de Al. Această combinaţie cu un conţinut ridicat de Sn se poate însă folosi numai sub formă de bimetal pe suport de oţel.

Încercările de laborator efectuate de Hunsicker ş.a. [1], [6] au arătat că proprietăţile optime ale compoziţiei Al—Sn se obţin în cazul aliajului conţinînd circa 25% Sn, placat pe oţel. Efectul creşterii procentului de Sn în Al se traduce prin majorarea rezistenţei la gripare a aliajului respectiv. Acest efect este ilustrat în diagrama din figura 3.

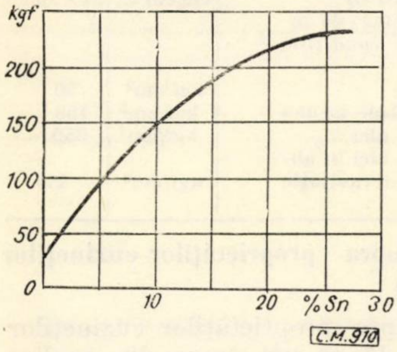


Fig. 3. Efectul majorării % de Sn asupra rezistenţei la gripare a aliajelor Al—Sn.

Adăugarea de Sn în procente mari conduce la coborîrea bruscă a rezistenţei la întindere şi a rezistenţei de curgere datorită tendinţei Sn de a învălui complet grăunţii de Al.

Totuşi, cercetările ulterioare [1] au arătat că aceşti parametri pot fi îmbunătăţiţi dacă Sn, care înfăşoară grăunţii de Al, va fi spart prin presări urmate apoi de recoacere. Procentul optim de Sn a fost determinat la 20%. Acest lucru a fost stabilit pe baza considerării curbei sarcinii de gripare, a costului staniului şi a rezistenţei necesare în stratul de antifricţiune. Se poate vedea că rezistenţa la gripare pentru aliajul cu 20% Sn este în apropierea maximului. Aceasta este şi mai ridicată pentru aliajul cu 30% Sn, dar la acest conţinut creşte cu mult costul Sn. La aceasta se adaugă faptul că datorită marelui volum de Sn (în aliajul cu 30% Sn) rezistenţa materialului la temperaturi ridicate va fi mult scăzută faţă de rezistenţa aliajului cu 20% Sn. De aceea s-a stabilit că procentul optim de Sn în Al este 20%. **Astfel a luat naştere aliajul Al—Sn, cu 20% Sn simbolizat AS 15. Acest aliaj este fabricat curent de U.R.B. pentru cuzineţi cu pereţi subţiri.**

În figura 4 este prezentată structura Al—Sn cu 20% Sn, după turnare (deci nelaminată), în care se poate observa cum Sn învăluieşte grăunţii de Al.

După laminarea lingoului de Al—Sn 20% şi apoi recoacerea benzii, Sn rămîne distribuit de-a lungul tuturor grăunţilor de Al dar nu îi mai învăluie, astfel că s-a putut restabili continuitatea rezistenţei primare a fazei de aluminiu. S-a obţinut astfel aşa numita fază de „aluminiu reticular''.

Prelucrarea plastică a aliajului provoacă modificarea structurii prin fărîmiţarea învelişului de staniu din jurul cristalelor de aluminiu, operaţie care ridică simţitor calităţile fizico-mecanice ale materialului antifricţiune.

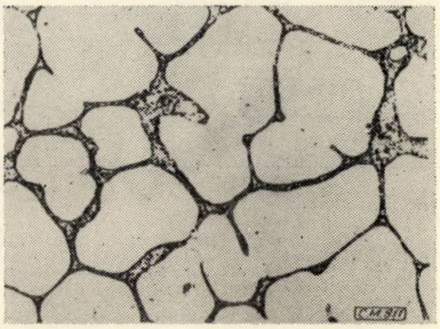


Fig. 4. Structură de Al—Sn 20 % turnat, nelaminat (×200).

Această nouă structură se poate vedea în figura 5 şi se întîlneşte în bimetalul Al—Sn 20% placat pe suport de oţel, fabricat de U.R.B.

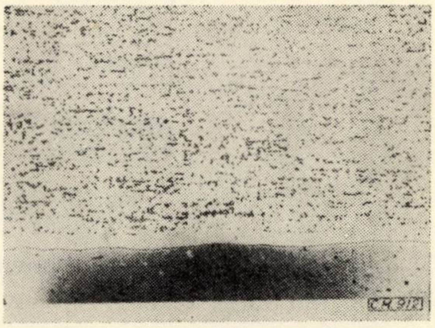


Fig. 5. Structura de Al—Sn 20% după prelucrare plastică (×100).

3. Tehnologia de fabricaţie a benzii bimetalice cu AS 15

Semifabricatul folosit la U.R.B. pentru executarea semicuzineţilor, bucşelor şi semiinelelor axiale este banda bimetalică a cărei construcţie se poate vedea în figura 6.

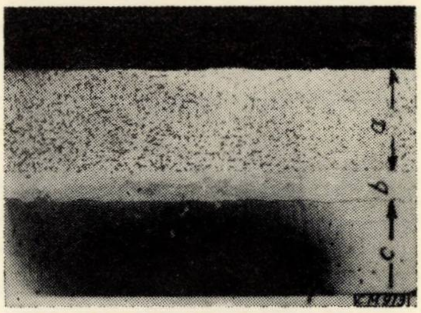


Fig. 6. Secţiune transversală prin banda bimetalică placată cu AS 15 (×105).

Propriu-zis banda de semifabricat este un pachet format din trei strate suprapuse:

a — strat superior din material antifricţiune AS 15; gros. medie 0,4 mm;

b — folie de aluminiu pur; gros. medie 0,08 mm;

c — bandă de oţel suport; gros. medie 2,5 mm.

Fluxul tehnologic porneşte de la lingoul de compoziţie Al-Sn 20% şi banda (sau colacul) de oţel şi se dezvoltă conform schemei din figura 7.

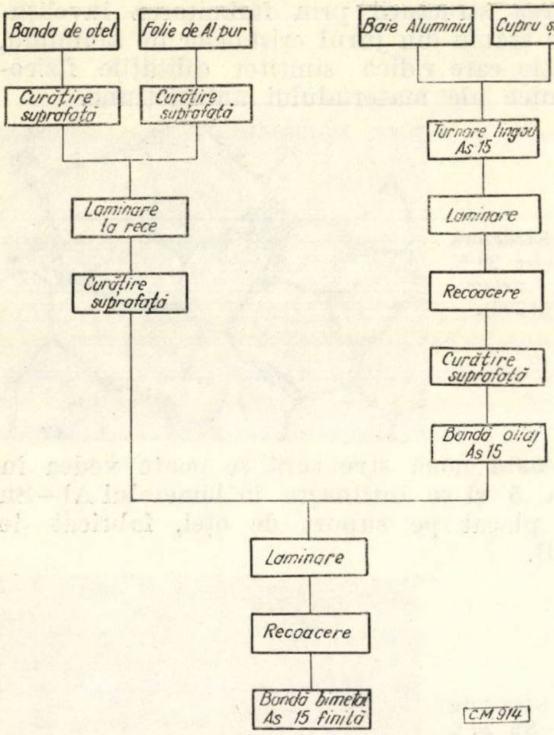


Fig. 7.

4. Proprietățile benzii bimetalice pe bază de AS 15; oțelul suport

Se utilizează un oțel carbon obișnuit cu un conținut foarte redus de C.

Tabela 3

Compoziția chimică a benzii de oțel suport

Component	C	Mn	S	P	Fe
%	max.0,1	max. 0,5	max. 0,04	max. 0,04	rest

Tabela 4

Caracteristicile mecanice ale benzii de oțel suport

Caracteristica	Rezistența la rupere, kgf/mm²	Limita de curgere, kgf/mm²	Alungirea, %	Duritatea Vickers
Valoare	27÷35	14	35	79÷95

Tabela 5

Aliajul de antifricțiune (AS 15) – Compoziția chimică

Component	Al	Sn	Cu	Fe	Si
%	73,8–79,2	19–24	0,8–1,2	max.0,5	max.0,5

Tabela 6

Caracteristicile mecanice ale aliajului antifricțiune AS 15

Caracteristica	Dimensiunea	Valoarea
Rezistența la tracțiune	kgf/mm²	11–13
Alungirea specifică	%	28–32
Duritate Brinell (HB) 10/2,5)	kgf/m	28–35
Duritate reziduală Brinell (100°C)	"	28–30
(HB) 30/2,5) (200°C)	"	27–29
Modulul de elasticitate	"	6300
Greutatea specifică	gf/cm³	3,2
Coeficientul de dilatare termică în intervalul (20÷200°C)	cm/cm°C	24×10⁻⁶
Sarcina specifică maximă de încărcare în funcție de condițiile de ungere:		
ungere cu vaselină	kgf/cm²	50
ungere statică în baie de ulei	kgf/cm²	150
ungere forțată cu ulei	kgf/cm²	350
ungere forțată cu ulei în absența fenomenului de cavitație	kgf/cm²	550

5. Concluzii asupra proprietăților cuzineților pe baza de AS 15

Concluziile asupra proprietăților cuzineților pe bază de AS 15 se pot trage din analiza comparativă a caracteristicilor, precum și din interpretarea rezultatelor încercărilor făcute în laboratorul de încercări al U.R.B. și pe motoare echipate cu acest tip de cuzineți [3] fabricați de U.R.B.

1) Cuzineții cu pereți subțiri, pe bază de AS 15, sînt elastici, datorită cărui fapt admit deformări marginale provocate de încovoierea fusurilor arborilor cotiți în timpul funcționării sub sarcină.

2) Cuzineții pe bază de AS 15 au o bună capacitate de a îngloba particule străine.

3) Cuzineții pe bază de AS 15 au o bună rezistență la gripare datorită procentului ridicat de Sn.

4) Rezistența la uzură a cuzineților pe bază de AS 15 este foarte bună. Studiul ICPAT-Brașov [3] a arătat că la același număr de ore de funcționare cuzineții AS 15 fabricați de U.R.B. montați pe motoare D-103 au prezentat uzuri medii de 6 ori mai mici decît uzurile cuzineților pe bază de bronz de Pb turnat.

5) Uzurile fusurilor arborilor cotiți care lucrează pe cuzineți cu AS 15 sînt de 4 ori mai mici decît uzurile fusurilor care au lucrat pe cuzineți cu bronz de Pb turnat [3].

6) Cuzineții pe bază de AS 15 au o foarte bună conductibilitate termică, ceea ce permite utilizarea acestora și în motoare cu solicitări mai mari în lagăre.

7) Coeficientul de dilatare termică al materialului AS 15 este destul de redus, astfel încît jocurile de funcționare sînt în limite normale și pentru temperaturi de circa 120°C.

8) Cuzineții pe bază de AS 15 au o bună stabilitate chimică. Nu reacționează cu acizii grași din uleiul lubrifiant din motor.

9) Rezistenţa la oboseală a materialului antifricţiune AS – 15, placat pe suport de oţel, este cu aproximativ 5% mai mare decît rezistenţa la oboseală a cuzineţilor pe bază de bronz de plumb sinterizat şi cu 273% mai mare decît a celor pe bază de metal alb [7].

10) Cuzineţii pe bază de AS 15 sînt mai ieftini decît cuzineţii pe bază de staniu sau bronz de plumb.

11) Greutatea specifică mică a cuzineţilor pe bază de AS 15 este un factor care reduce indicele de cost lei/tona de cuzineţi.

6. Indicaţii pentru montarea cuzineţilor cu pereţi subţiri pe bază de AS 15

Pentru buna funcţionare a cuzineţilor pe bază de As 15 trebuie respectate următoarele condiţii orientative:

1) *Jocul diametral de funcţionare.* Jocul diametral al cuzineţilor pe bază de AS 15 se stabileşte cu ajutorul diagramei (fig. 8) în funcţie de:

— tipul motorului
— turaţia de funcţionare
— diametrul nominal al fusului.

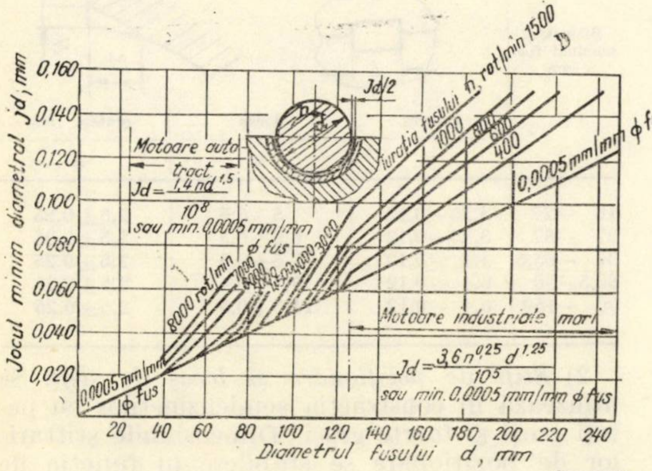


Fig.8.

În diagramă se dau jocurile diametrale minime pentru cuzineţii utilizaţi în motoarele cu ardere internă.

Jocurile diametrale maxime se obţin prin adăugarea la jocul diametral minim a sumei toleranţelor la diametrul locaşului cuzinetului, la grosimea peretelui şi la diametrul fusului.

2) *Duritatea necesară la fus.* Cuzineţii cu material antifricţiune AS 15, placat pe suport de oţel, cer ca duritatea necesară la fus să fie de minimum 200 HB.

3) *Toleranţa la diametrul fusului.* Se va încadra în general la e7 STAS 8102–68. Rugozitatea suprafeţei de alunecare a fusurilor este necesar a se încadra în Ra = 0,25 μm.

4) *Conicitatea fusurilor.* Se va încadra în valoarea: $(D_1 - D_2)_{max} = 0{,}2$ L (μm); dimensiuni în mm pentru L; D.

5) *Ovalitatea fusurilor.* Se va încadra în valoarea $(D - d)_{max} = 0{,}1$ D μm; dimensiuni în mm pentru D; d.

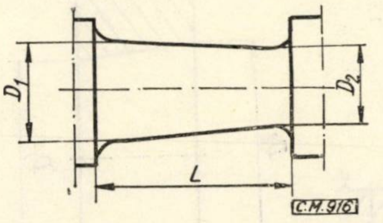


Fig. 9.

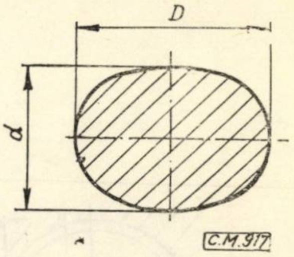
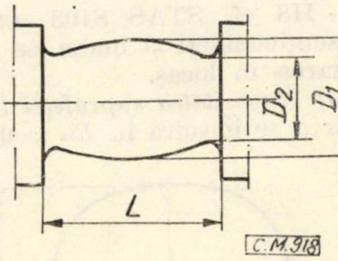


Fig. 10.

6) *Convexitatea şi concavitatea fusurilor.* Se va încadra în valoarea: $(D_1 - D)_{2max} = 0{,}2$ L (μm); dimensiuni în mm pentru L; D.

7) *Perpendicularitatea suprafeţelor de lucru axiale.* Valoarea bătăii frontale se va încadra în $b_{f_{max}} = 0{,}6$ D (μm); dimensiuni în mm pentru D.

Fig. 11.



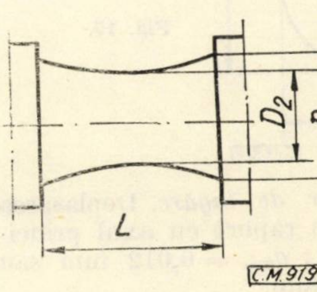


Fig. 12.

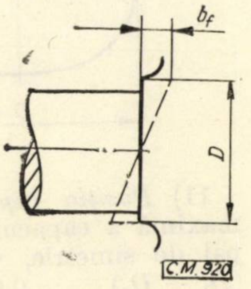


Fig. 13.

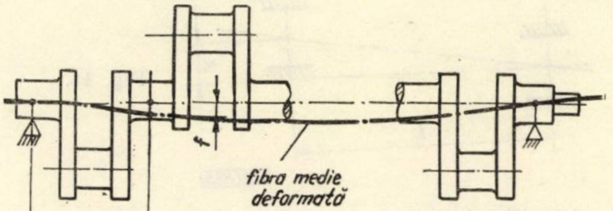


Fig. 14.

8) *Săgeata arborelui cotit.* Pentru arborele cotit sprijinit numai pe fusurile de capăt, deformaţia între două fusuri vecine nu trebuie să depăşească: $f_{max} = 0{,}4$ L (μm); L = mm.

9) *Toleranţa la diametrul interior al locaşului cuzinetului.* Indiferent de natura materialului carcasei, toleranţa la Dint va fi :

— H6 cf. STAS 8103—68 pentru locaşuri de semicuzineţi şi bucşe ce nu se alezează în locaşul respectiv ;

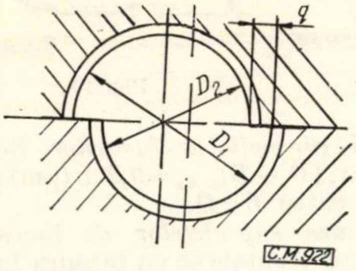


Fig. 15.

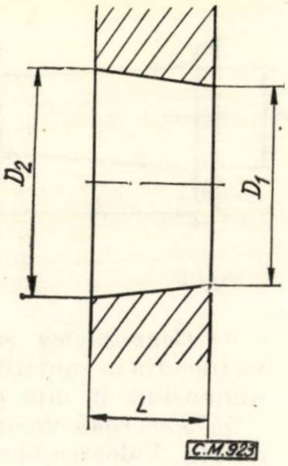


Fig. 16.

— H8 cf. STAS 8103—68 pentru locaşuri de semicuzineţi şi bucşe ce se alezează după presarea în locaş.

10) *Rugozitatea suprafeţei locaşului.* Este necesar a se încadra în $Ra = 0{,}8$ µm.

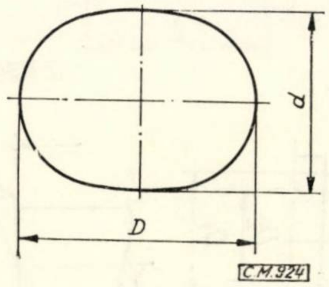


Fig. 17.

11) *Poziţia capacelor de lagăre.* Deplasarea maximă a capacului în raport cu axul principal de simetrie, va fi : $q_{max} = 0{,}012$ mm sau $(D_1 - D_2)_{max} = 0{,}025$ mm.

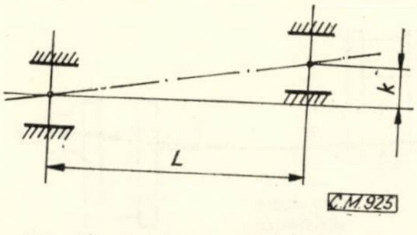


Fig. 18.

12) *Conicitatea alezajului locaşului cuzinetului.* Se va încadra în valoarea : $(D_2 - D_1)_{max} = 0{,}2\ L$ (µm) ; dimensiuni în mm pentru L ;D.

13) *Ovalitatea locaşului cuzinetului.* $(D-d)_{max} = 0{,}1\ D$ (µm) ; dimensiuni în mm pentru D ;d.

14) *Coaxialitatea alezajelor din blocul în care se introduc semicuzineţii sau bucşele.* Abaterea de la coaxialitate a tuturor alezajelor în raport cu alezajul de capăt va fi : $K_{max} = 0{,}1\ L$ µm ; dimensiunea lui L — mm.

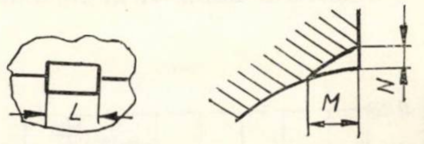
7. Mijloace pentru poziţionarea cuzineţilor

Cuzineţii cu pereţi subţiri se blochează în locaşul lor prin strîngerea care se realizează între aceştia şi locaşul respectiv. Mijloacele de poziţionare pot contribui la creşterea siguranţei, împotriva deplasării cuzineţilor, dar, mai înainte de aceasta, ele trebuie privite ca mijloace de poziţionare în locaş a cuzineţilor în timpul montării.

Sînt două metode clasice de poziţionare a cuzineţilor.

1) *Pinten de poziţionare şi locaş de pinten.* Se utilizează în construcţia semicuzineţilor cu AS 15 cu pereţi de grosime mică sau medie. Dimensiunile şi toleranţele locaşului pintenului sînt date în funcţie de diametrul nominal al fusului (tab. 7).

Tabela 7

Diametrul nominal fus, mm	Locaşul pintenului 		
	Dimens.	locaş	pinten, mm
	L	M	N
16 —27	3,25—0,12	5±0,5	2,5±0,25
27 —37	3,25—0,12	6,5±0,5	2,5±0,25
37 —63,5	4,8 —0,12	7,5±0,5	2,5±0,25
63,5—90	6,4 —0,12	7,5±0,5	2,5±0,25
90 —150	6,4 —0,12	11,5±0,5	2,5±0,25

2) *Ştift de poziţionare şi locaş de ştift.* Se utilizează în construcţia semicuzineţilor cu pereţi groşi şi foarte groşi. Dimensiunile ştifturilor de poziţionare se stabilesc în funcţie de diametrul nominal al fusului (tab. 8).

Tabela 8

Diam. nom., fus mm	Diam. ştiftului mm
50—75	4,80
75—100	6,50
100—125	8,00
125—150	9,50

8. Indicaţii pentru dimensionarea instalaţiei de ungere a cuzineţilor pe bază de AS 15

1) *Debitul optim necesar unui cuzinet palier.* Se stabileşte cu ajutorul diagramei din figura 19 în funcţie de turaţie şi de diametrul fusului palier.

2) *Debitul optim necesar pentru un cuzinet bielă.* Se stabileşte cu ajutorul diagramei din figura 20 în funcţie de turaţia şi de diametrul fusului maneton.

3) *Vitezele de scurgere a uleiului în conductele instalaţiei de ungere a motorului.* Valori optime :

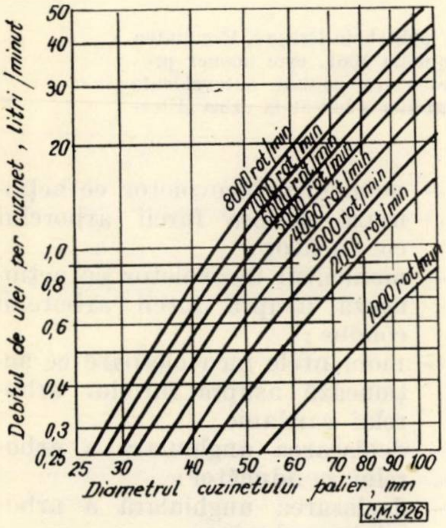


Fig. 19.

— viteza uleiului în conducta de absorbţie a pompei . . . . . . 1,8—2 m/s

— viteza uleiului în galeria principală a motorului . . . . 3 m/s

— viteza uleiului în conducta centrală din nervura bielei (cazul ungerii forţate a bolţului) . . . . 3 m/s

— viteza uleiului în canalele din arborele cotit . . . . 3 m/s

— viteza uleiului în canalul de ungere a cuzineţilor palieri . . . . 6 m/s

4) *Stabilirea diametrelor conductelor instalaţiei de ungere a motorului.* Calculul diametrelor necesare conductelor instalaţiei de ungere se face în baza formulei cunoscute ;

$$Q_i = S_i\, V_i,$$

unde

Q_i este debitul de ulei ce trece către consumatorul respectiv (l/min) stabilit cu ajutorul diagramelor (figura 19 şi 20) ;

S_i — suprafaţa secţiunii de trecere a conductei ce deserveşte consumatorii respectivi, mm ;

V_i — viteza de scurgere a uleiului prin conducta respectivă, m/s.

Rezultă că :

$$d = \sqrt{\frac{4\ \Sigma Q_i}{\pi \cdot v_i}};$$

sau uniformizînd dimensiunile :

$$d = \sqrt{\frac{400}{6\pi}} \cdot \sqrt{\frac{Q_i}{v_i}} = 4{,}63 \cdot \sqrt{\frac{\Sigma Q_i}{v_i}},$$

în care :

d = (mm) diametrul conductei respective ;

Q_i = (l/min) — suma debitelor utilizate de consumatori ;

V_i = (m/s) — viteza de scurgere a uleiului pe conducta respectivă, deci :

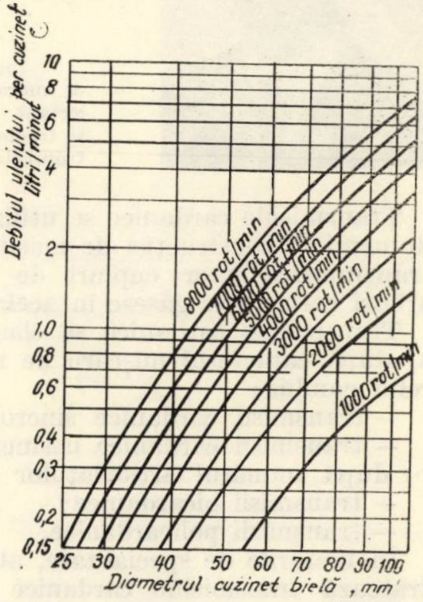


Fig. 20.

$$d = 4{,}63 \cdot \sqrt{\frac{\Sigma Q_i}{v_i}}.$$

Capacitatea pompei se va calcula cu

$$Q_p = 3\ \Sigma Q_i\,;$$

iar diametrul conductei de absorbţie a pompei va fi în acest caz :

$$d_p = 4{,}63 \cdot \sqrt{\frac{Q_p}{v}} \cong 3{,}3 \cdot \sqrt{Q_p}.$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hunsicker, H. Y.* Aluminium Alloy Bearings Metalurgy Design and Service Characteristics Sleeve Bearing Material. Cleveland Ohio 1949 ; 82.

[2] *Forrester, P. G.* „Metalurgical Review of Bearing Materials „from Metalurgical Reviews 1960, Vol. 5, Nr. 20.

[3] ICPAT-Braşov. Studiul 20.018 „Adaptarea motorului D. 103 pentru utilizarea cuzineţilor după licenţa Glacier fabricaţi de URB, în vederea introducerii în fabricaţie de serie”.

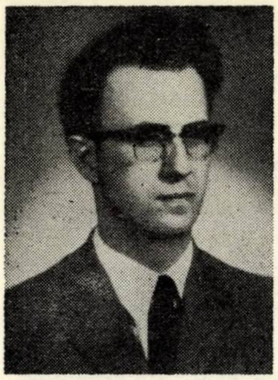
[4] *Pacalovscki, O.* şi *Bigaj, T.* „Noi aliaje pe bază de aluminiu pentru lagăre” Rev. Lagăre de rostogolire şi alunecare, nr. 2/1965, Polonia.

[5] *Kuhnel, R.* Werkstoffe Gleitlager. Springer Verlag Berlin, 1952.

[6] Braithwaite, E. R. Lubrification and Lubricants. Elsevier publ. London, 1967.

[7] *Ceptureanu, G.* „Determinări comparative asupra rezistenţei la uzură şi oboseală a cuzineţilor cu pereţi subţiri din AS.15 şi alte materiale de antifricţiune moderne”. Comunicare ştiinţifică în sesiunea Mai 1970 la U.R.B.

[8] *Lawrowsky, Z.* „Rolul materialului în funcţionarea lagărului de alunecare”. Rev. Lagăre de rostogolire şi alunecare nr. 2/1965, Polonia.



CZ 621–231.241;620.178.3

Calculul la oboseală a transmisiilor bicardanice plane

Ing. Ioan CIOBANU – Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare – Braşov

Ing. *Ioan Ciobanu*, absolvent al Institutului politehnic Braşov, Facultatea de mecanică, secţia automobile şi tractoare, promoţia 1961, este inginer proiectant principal la Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare – Braşov, începînd cu anul 1968. Anterior a lucrat la uzina „Electroprecizia" – Săcele.

Transmisiile cardanice se utilizează în multe domenii al construcţiei de maşini şi servesc la transmiterea unor cupluri de răsucire între arbori care nu se găsesc în acelaşi plan.

Transmisiile cardanice se clasifică astfel:

a) după caracterul mişcării de rotaţie a arborelui condus:
- transmisii cardanice sincrone;
- transmisii cardanice nesincrone;

b) după numărul articulaţiilor cardanice:
- transmisii bicardanice;
- transmisii policardanice.

În lucrările de specialitate, atît în cele care tratează transmisiile cardanice cît şi în cele din domeniul aplicării transmisiilor cardanice, nu se tratează calculul la oboseală a acestora. În aceste lucrări [1] se recomandă ca dimensionarea arborilor cardanici să se facă la solicitarea de răsucire, ceea ce nu corespunde întotdeauna realităţii. Aşa cum se va arăta în continuare, arborele cardanic este supus la o solicitare compusă de răsucire şi încovoiere, ambele solicitări fiind variabile.

În lucrarea de faţă ne propunem să tratăm calculul la oboseală a transmisiilor bicardanice plane sincrone, adică determinarea coeficientului de siguranţă şi a rezistenţelor admisibile luînd în considerare ambele solicitări la care este supus arborele cardanic.

1. Solicitările arborelui cardanic

Să considerăm o transmisie bicardanică (fig.1) în care 1 este arborele conducător, 2-arborele cardanic şi 3-arborele condus.

Se adoptă următoarele notaţii:

α_1 – unghiul dintre arborele conducător şi cel cardanic;

α_2 – unghiul dintre arborele condus şi cel cardanic;

M^t_{11} – momentul de răsucire ce acţionează asupra arborelui conducător;

M^t_{22} – momentul de răsucire ce acţionează asupra arborelui condus;

M^t_{12} – momentul de răsucire ce acţionează asupra arborelui cardanic;

M^i_{11} – momentul încovoietor ce acţionează asupra furcii arborelui conducător;

M^i_{22} – momentul încovoietor ce acţionează asupra furcii arborelui condus;

M^i_{12} şi M^i_{21} – momentele încovoietoare ce acţionează asupra furcilor arborelui cardanic;

φ_{11} – deplasarea unghiulară a arborelui conducător;

φ_{12} – deplasarea unghiulară a arborelui cardanic;

φ_{22} – deplasarea unghiulară a arborelui condus.

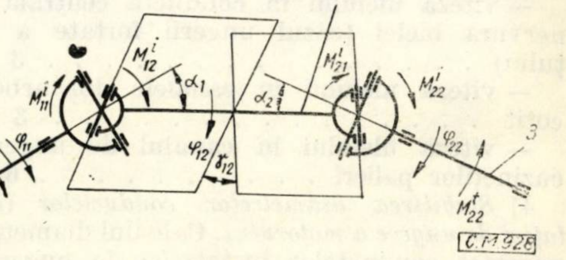


Fig. 1.

Cu notaţiile de mai sus se pot scrie expresiile momentelor ce acţionează asupra elementelor transmisiei cardanice, considerînd că $M^t_{11} = \text{const.}$ [1] [4]

$$M^t_{12} = M^t_{11} \frac{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_{11},}{\cos \alpha_1}, \tag{1}$$

$$M^t_{22} = M^t_{11} \frac{\cos^2\alpha_1 \cos^2 \varphi_{11} + \sin^2 \varphi_{11} \cos^2\alpha_2}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2,}, \tag{2}$$

$$M^t_{11} = M^t_{11} \operatorname{tg} \alpha_1 \sin \varphi_{11}, \tag{3}$$

$$M^i_{12} = M^t_{11} \operatorname{tg} \alpha_1 \cos \varphi_{11} \sqrt{1 - \sin^2\alpha_1 \cos^2 \varphi_{11}}, \tag{4}$$

$$M^i_{21} = M^t_{22} \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \varphi_{22} \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_2 \cos^2 \varphi_{22}}, \tag{5}$$

$$M^i_{22} = M^t_{22} \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \varphi_{22}. \tag{6}$$

În afara momentului de răsucire M_{12}^{t}, asupra arborelui cardanic mai acţionează un cuplu secundar rezultant M_R^i, a cărui valoare depinde de unghiul dintre furcile arborelui cardanic γ_{12} (fig. 1)

$$M_R^i = \sqrt{(M_{12}^i)^2 + (M_{21}^i)^2 + 2\, M_{12}\, M_{21} \cos \gamma_{12}}. \tag{7}$$

În cazul transmisiilor bicardane sincrone $\alpha_2 = \alpha_1$; $\varphi_{22} = \varphi_{11}$; deci relaţia (7) va avea forma:

$$M_R^i = M_{11}^t \operatorname{tg}\alpha_1 \cos \varphi_{11} \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_{11}}\ \sqrt{2\,(1 + \cos \gamma_{12})}. \tag{8}$$

În funcţie de cele două variante posibile ale transmisiei bicardanice plane sincrone [1], cuplul secundar rezultant are următoarele expresii;

— varianta $M\ \gamma_{12} = 0$

$$M_R^i = 2\, M_{11}^t \operatorname{tg}\alpha_1 \cos \varphi_{11} \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_{11}}, \tag{9}$$

— varianta Z $\gamma_{12} = \pi\ M_R^i = 0.$ (10)

După cum reiese din cele de mai sus, arborele transmisiei bicardanice plane sincrone, varianta M (fig. 2), este supus la o solicitare compusă de răsucire şi încovoiere, ambele solicitări fiind variabile; în timp ce în cazul variantei Z (fig. 3) arborele cardanic este supus numai la o solicitare de răsucire variabilă.

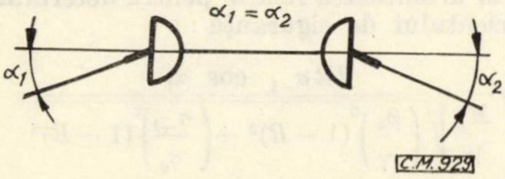


Fig. 2.

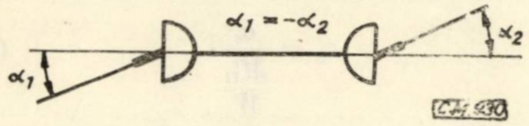


Fig. 3.

2. Calculul coeficientului de siguranţă la transmisiile bicardanice, varianta M

La această variantă, pentru calculul la oboseală a arborelui cardanic este necesară determinarea unui efort unitar echivalent solicitării compuse de răsucire şi încovoiere.

Efortul unitar echivalent se determină [2] cu relaţia:

$$\sigma_{ech} = \frac{1-\nu}{2}\,\sigma + \frac{1+\nu}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \tag{11}$$

în care:

$$\nu = \frac{\sigma_{ct}}{\sigma_{cc}}, \tag{12}$$

unde σ_{ct} este limita de curgere la tracţiune, iar σ_{cc} este limita de curgere la compresiune.

Oţelul, avînd aceeaşi curbă caracteristică la tracţiune şi la compresiune, avem $\nu = 1$.

Înlocuind în relaţia (11) expresiile stabilite anterior ale momentelor de răsucire şi încovoiere, determinăm expresia efortului unitar echivalent

$$\sigma_{ech} = \frac{M_{11}^t}{W} \cdot \frac{\sqrt{(1-\sin^2\alpha_1 \cos^2\varphi_{11})\,(1+3\sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_{11})}}{\cos\ \alpha_1}, \tag{13}$$

unde W este modulul de rezistenţă al secţiunii arborelui cardanic.

Efortul unitar echivalent este funcţie atît de unghiul dintre arbori cît şi de deplasările unghiulare ale acestora. Această dependenţă este reprezentată grafic în figura 4.

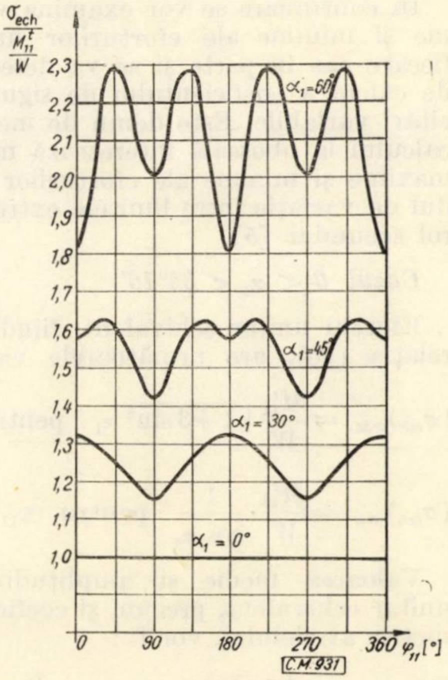


Fig. 4.

Prin egalarea cu zero a derivatei în raport cu φ_{11} a relaţiei (13) determinăm deplasările unghiulare φ_{11} pentru care efortul unitar echivalent are valori extreme:

$$\frac{d\,\sigma_{ech}}{d\,\varphi_{11}} = \frac{M_{11}^t}{W} \cdot \frac{2}{\cos\alpha_1} \cdot \frac{\cos\ \varphi_{11} \sin \varphi_{11} \sin^2\ \alpha_1\ (3 \sin^2 \alpha_1 \cos^2\ \varphi_{11} - 1)}{\sqrt{(1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_{11})\,(1 + 3\ \sin^2 \alpha_1 \cos^2\ \varphi_{11})}}. \tag{14}$$

Valorile extreme ale lui σ_{ech} le avem pentru următoarele valori ale lui φ_{11}:

$$\varphi_{11} = \frac{n}{2}\,\pi, \tag{15}$$

$$\varphi_{11} = \arc\cos \frac{1}{\sqrt{3}\,\sin\,\alpha_1} + 2n\,\pi, \qquad (16)$$

unde $n \in N U\{0\}$, N fiind mulţimea numerelor naturale.

Relaţia (16) are sens numai pentru anumite valori ale unghiului α_1 şi anume:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\geqslant \arc\sin\frac{\sqrt{3}}{3}, \\ \alpha_1 &\geqslant 35^\circ\,16'. \end{aligned} \qquad (17)$$

Deci pentru $\alpha_1 < 35°16'$ funcţia $\sigma_{ech} = f(\varphi_{11})$ are valori extreme pentru $\varphi_{11} = n\,\pi$, iar pentru $\alpha_1 \geqslant 35°16'$ funcţia mai are o valoare extremă şi pentru $\varphi_{11} = \arc\cos\frac{1}{\sqrt{3}\sin\,\alpha_1}$, fapt ce reiese şi din diagramele reprezentate în figura 4. În continuare se vor examina valorile maxime şi minime ale eforturilor unitare pentru fiecare caz în parte şi se va determina relaţia de calcul a coeficientului de siguranţă la solicitări variabile. Este demn de menţionat că la calculul la oboseală interesează numai valorile maxime şi minime ale eforturilor unitare, modul de variaţie între limitele extreme avînd un rol secundar [5].

Cazul $0 < \alpha_1 < 35°16'$

Efortul unitar echivalent, fiind exprimat de relaţia (13), are următoarele valori extreme:

$$(\sigma_{ech})_{max} = \frac{M_{11}^t}{W}\sqrt{1+3\sin^2\alpha_1} \quad \text{pentru } \varphi_{11} = 0, \qquad (18)$$

$$(\sigma_{ech})_{min} = \frac{M_{11}^t}{W}\cdot\frac{1}{\cos\,\alpha_1} \quad \text{pentru } \varphi_{11} = \frac{\pi}{2}. \qquad (19)$$

Valoarea medie şi amplitudinea efortului unitar echivalent, precum şi coeficientul de asimetrie al ciclului, vor fi:

$$R = \frac{(\sigma_{ech})_{min}}{(\sigma_{ech})_{max}} = \frac{1}{\cos\,\alpha_1\sqrt{1+3\sin^2\alpha_1}}, \qquad (20)$$

$$(\sigma_{ech})_m = \frac{(\sigma_{ech})_{max} + (\sigma_{ech})_{min}}{2} = \frac{M_{11}^t}{2\,W}\cdot\frac{1}{\cos\alpha_1}\cdot\frac{1+R}{R}, \qquad (21)$$

$$(\sigma_{ech})_v = \frac{(\sigma_{ech})_{max} - (\sigma_{ech})_{min}}{2} = \frac{M_{11}^t}{2\,W}\cdot\frac{1}{\cos\alpha_1}\cdot\frac{1-R}{R}. \qquad (22)$$

În diagrama din figura 5 este reprezentată dependenţa coeficientului de asimetrie de unghiul dintre arbori pentru $0 < \alpha_1 < \pi$, relaţiile de calcul ale coeficientului de asimetrie pentru celelalte cazuri de solicitări fiind indicate în capitolele următoare.

Considerînd metoda Soderberg pentru determinarea coeficientului de siguranţă la solicitări variabile, acesta se poate calcula cu relaţia:

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\right)^2\sigma_v^2 + \sigma_m^2\left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}\right)^2}}. \qquad (23)$$

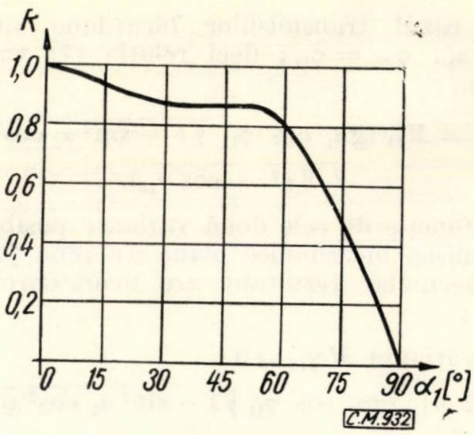


Fig. 5.

Introducînd expresiile pentru $(\sigma_{ech})_m$ şi $(\sigma_{ech})_v$ şi ţinînd seamă de relaţia (20) se ajunge în final la următoarea relaţie pentru determinarea coeficientului de siguranţă:

$$c = \frac{2\mathrm{R}\,\sigma_{-1}\ \cos\ \alpha_1}{\frac{M_{11}^t}{W}\sqrt{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\right)^2(1-R)^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}\right)^2(1+R)^2}}, \qquad (24)$$

în care β_k este coeficientul efectiv de concentrare la solicitări variabile;

ε — factorul dimensional;

γ — coeficientul de calitate al suprafeţei.

În cazul în care $\alpha_1 = 0$, valoarea coeficientului de siguranţă va fi:

$$c_0 = \frac{\sigma_c}{\frac{M_{11}^t}{W}}. \qquad (25)$$

În acest fel se poate scrie:

$$c = \frac{2\ Rc_0\cos\,\alpha_1}{\sqrt{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\cdot\frac{\sigma_c}{\sigma_{-1}}\right)^2(1-R)^2 + (1+R)^2}}. \qquad (26)$$

Dacă notăm:

$$A = \frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\cdot\frac{\sigma_c}{\sigma_{-1}}, \qquad (27)$$

avem:

$$\frac{c}{c_0} = \frac{2\ R\ \cos\alpha_1}{\sqrt{A^2(1-R)^2 + (1+R)^2}}. \qquad (28)$$

Cazul $35°16' \leqslant \alpha_1 \leqslant 90°$

Efortul unitar echivalent are valoarea maximă pentru deplasarea unghiulară exprimată de relaţia (16):

$$\varphi_{11} = \arccos\frac{1}{\sqrt{3}\sin\alpha_1}.$$

Pentru determinarea valorii minime a efortului unitar echivalent este necesar a se compara valorile acestuia pentru $\varphi_{11} = 0$ şi $\varphi_{11} = \frac{\pi}{2}$:

$$(\sigma_{ech})_{\varphi_{11}=0} = \frac{M^t_{11}}{W}\sqrt{1 + 3\sin^2\alpha_1}, \qquad (29)$$

$$(\sigma_{ech})_{\varphi_{11}=\frac{\pi}{2}} = \frac{M^t_{11}}{W}\cdot\frac{1}{\cos\alpha_1}. \qquad (30)$$

Dependenţa efortului unitar echivalent minim de unghiul α_1 este reprezentată în figura 6.

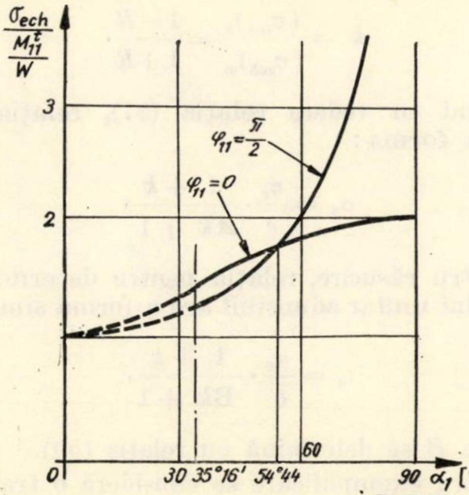


Fig. 6.

Aşa cum rezultă din această reprezentare grafică, există o valoare a unghiului α_1 pentru care valorile efortului unitar minim, exprimate de relaţiile (29) şi (30), sînt egale:

$$\bar{\alpha}_1 = \arcsin\frac{\sqrt{6}}{3},$$
$$\bar{\alpha}_1 = 54°44' \qquad (31)$$

Faţă de valoarea $\bar{\alpha}_1$ a unghiului α_1 pot să apară următoarele două situaţii:

— $\alpha_1 \leqslant \bar{\alpha}_1$, efortul unitar echivalent minim apare pentru $\varphi_{11} = \frac{\pi}{2}$;

— $\alpha_1 \geqslant \bar{\alpha}_1$, efortul unitar echivalent minim apare pentru $\varphi_{11} = 0$.

Cazul $35°16' \leqslant \alpha_1 \leqslant 54°44'$. În acest caz valoarea minimă a efortului unitar echivalent este dată de relaţia (30), iar cea maximă de relaţia:

$$(\sigma_{ech})_{max} = \frac{2}{\sqrt{3}\cos\alpha_1}\cdot\frac{M^t_{11}}{W}. \qquad (32)$$

Avînd valorile maxime şi minime ale eforturilor unitare echivalente, putem determina valorile caracteristice ale ciclului:

$$R = \frac{\sqrt{3}}{2}, \qquad (33)$$

$$(\sigma_{ech})_m = \frac{2 + \sqrt{3}}{2\sqrt{3}\cos\alpha_1}\cdot\frac{M^t_{11}}{W}, \qquad (34)$$

$$(\sigma_{ech})_v = \frac{2 - \sqrt{3}}{2\sqrt{3}\cos\alpha_1}\cdot\frac{M^t_{11}}{W}. \qquad (35)$$

Cu aceste valori putem determina expresia coeficientului de siguranţă:

$$c = \frac{2\sqrt{3}\,\sigma_{-1}\cos\alpha_1}{\frac{M^t_{11}}{W}\sqrt{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\right)^2(2-\sqrt{3})^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}\right)^2(2+\sqrt{3})^2}}. \qquad (36)$$

Avînd în vedere relaţiile (25) şi (27), expresia coeficientului de siguranţă se poate scrie:

$$c = \frac{2\sqrt{3}\,C_0\cos\alpha_1}{\sqrt{A^2(2-\sqrt{3})^2 + (2+\sqrt{3})^2}}. \qquad (37)$$

Cazul $54°44' \leqslant \alpha_1 \leqslant 90°$. Valorile extreme ale efortului unitar echivalent sînt date de relaţia (32) pentru valoarea maximă şi de relaţia (29) pentru valoarea minimă.

În acest caz avem:

$$R = \frac{\sqrt{3}}{2}\cos\alpha_1\sqrt{1 + 3\sin^2\alpha_1}, \qquad (38)$$

$$(\sigma_{ech})_m = \frac{1 + R}{\sqrt{3}\cos\alpha_1}\cdot\frac{M^t_{11}}{W}, \qquad (39)$$

$$(\sigma_{ech})_v = \frac{1 - R}{\sqrt{3}\cos\alpha_1}\cdot\frac{M^t_{11}}{W}. \qquad (40)$$

Coeficientul de siguranţă va fi:

$$c = \frac{\sqrt{3}\,\sigma_{-1}\cos\alpha_1}{\frac{M^t_{1t}}{W}\sqrt{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\right)^2(1-R)^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}\right)^2(1+R)^2}}. \qquad (41)$$

Avînd în vedere relaţiile (25) şi (27), expresia coeficientului de siguranţă se poate scrie:

$$c = \frac{\sqrt{3}\,c_0\cos\alpha_1}{\sqrt{A^2(1-R)^2 + (1+R)^2}} \qquad (42)$$

În concluzie, coeficientul de siguranţă la solicitări variabile ale arborilor cardanici la transmisiile bicardanice plane sincrone, varianta M, este funcţie atît de unghiul α_1 cît şi de unele proprietăţi mecanice ale materialului, cum ar fi limita de curgere σ_c şi rezistenţa la oboseală σ_{-1}.

Menţionăm că asupra coeficientului de siguranţă influenţa cea mai mare o are unghiul α_1, care de cele mai multe ori este impus din motive constructive. Proprietăţile mecanice ale materialului au influenţă numai în sensul că admit alegerea unui coeficient de siguranţă c_0 mai mare.

3. Calculul coeficientului de siguranţă la transmisiile bicardanice, varianta Z

La transmisiile bicardanice plane sincrone, varianta *Z*, arborele cardanic este supus la o solicitare de răsucire variabilă. Momentul de răsucire ce acţionează asupra arborelui cardanic este exprimat prin relaţia (1) şi rezultă următoarele valori extreme ale efortului unitar :

$$\tau_{max} = \frac{M_{11}^t}{2W} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_1}, \tag{43}$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{11}^t}{2W} \cos \alpha_1. \tag{44}$$

Cu aceste valori putem determina mărimile caracteristice ale ciclului :

$$R = \cos^2 \alpha_1, \tag{45}$$

$$\tau_m = \frac{M_{11}^t}{4W} \cdot \frac{1 + \cos^2 \alpha_1}{\cos \alpha_1} = \frac{1 + R}{\sqrt{R}} \cdot \frac{M_{11}^t}{4W}, \tag{46}$$

$$\tau_v = \frac{M_{11}^t}{4W} \, \frac{\sin^2 \alpha_1}{\cos \alpha_1} = \frac{1 - R}{\sqrt{R}} \cdot \frac{M_{11}^t}{4W}. \tag{47}$$

Utilizînd relaţia :

$$c = \frac{\tau_{-1}}{\sqrt{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\right)^2 \tau_v^2 + \tau_m^2 \left(\frac{\tau_{-1}}{\tau_c}\right)^2}}, \tag{48}$$

putem determina coeficientul de siguranţă la solicitarea variabilă de răsucire.

Înlocuind în relaţia (48) mărimile caracteristice determinate anterior, obţinem

$$c = \frac{4\sqrt{R}\,\tau_c}{\frac{M_{11}^t}{W}\sqrt{B^2\,(1 - R)^2 + (1 + R)^2}}, \tag{49}$$

în care s-a notat :

$$B = \frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\tau_c}{\tau_{-1}}. \tag{50}$$

În cazul în care $\alpha_1 = 0$, avem :

$$c_0 = \frac{2\tau_c}{\frac{M_{11}^t}{W}}. \tag{51}$$

Deci

$$\frac{c}{c_0} = \frac{2\sqrt{R}}{\sqrt{B^2(1 - R)^2 + (1 + R)^2}}. \tag{52}$$

4. Rezistenţe admisibile

Întrucît mărimile caracteristice ale ciclului (valoare medie, amplitudine, coeficient de asimetrie) variază în funcţie de unghiul α_1, este normal ca şi rezistenţele admisibile să fie funcţie de unghiul α_1.

Rezistenţa admisibilă se determină cu relaţia [2] :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{-1}}{c} \cdot \frac{1 + k}{k\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}}, \tag{53}$$

în care c este coeficientul de siguranţă ;

k — caracteristica nominală a ciclului :

$$k = \frac{(\sigma_{ech})_v}{(\sigma_{ech})_m} = \frac{1 - R}{1 + R}. \tag{54}$$

Avînd în vedere relaţia (27), relaţia (53) capătă forma :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{c} \cdot \frac{1 + k}{Ak + 1}, \tag{55}$$

Pentru răsucire, relaţia pentru determinarea efortului unitar admisibil are o formă similară :

$$\tau_a = \frac{\tau_c}{c} \cdot \frac{1 + k}{Bk + 1}, \tag{56}$$

în care B se determină cu relaţia (50).

Pentru exemplificare se consideră o transmisie cardanică la care arborele cardanic este executat dintr-un material cu următoarele caracteristici mecanice : $\sigma_{-1} = 33$ kgf/mm²; $\sigma_c = 35$ kgf/mm²; $\tau_{-1} = 19$ kgf/mm²; $\tau_c = 26$ kgf/mm². Pentru realizarea unui coeficient de siguranţă faţă de limita de curgere $c = 1{,}2$, este necesar să se adopte valorile eforturilor unitare admisibile cuprinse în tabelele 1 şi 2. În calcul s-a considerat $\beta_k = 2{,}8$; $\varepsilon = 0{,}72$; $\gamma = 0{,}65$.

Varianta *M* *Tabela 1*

α_1,°	0	15	30	45	60	75	90
σ_a, $\frac{kgf}{mm^2}$	26	23,3	20	20	17,3	11,2	7,8

Varianta *Z* *Tabela 2*

α_1,°	0	15	30	45	60	75	90
τ_a, $\frac{kgf}{mm^2}$	21,7	17	11,5	7,7	5,85	4,95	4,7

5. Concluzii

În această lucrare a fost tratat calculul la oboseală a arborilor cardanici la transmisiile bicardanice plane sincrone, necesar atît la dimensionarea cît şi la verificarea transmisiilor cardanice. Coeficientul de siguranţă şi rezistenţa admisibilă au fost legaţi de unghiul α_1 şi au valori mai apropiate de cele reale şi, deci, calculul de rezistenţă este mai exact.

Calculele prezentate pot fi utilizate şi în cazul unui unghi variabil, calculele făcîndu-se pentru valorile extreme ale unghiului şi alegînd situaţia cea mai defavorabilă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dudiţă, Fl.* Transmisii cardanice. Bucureşti, Ed. tehnică, 1966.

[2] *Buzdugan, Gh.* Calculul de rezistenţă la solicitări variabile. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.

[3] *Ponomariov, S. D.* Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. 3. Bucureşti, Ed. tehnică, 1964.

[4] *Moser, E.* Bewegungen, Kräfte und Momente in Gelenkwellentrieben. In VDI Zeitschrift, nr. 5, 1966.

[5] *Nădăşan, St.* Oboseala materialelor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

[6] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor, vol. 1. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.

[7] *Untaru, M.* Automobile. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1968.

[8] *Săveanu, L.* Organe de maşini, îndrumător pentru proiectanţi. Bucureşti, Ed. tehnică, 1957.

CZ 669.14.018.294: 621.98: 625,2.012.13

Unele aspecte privind instabilitatea coeficientului de calitate la oţelul OC–01, STAS 1947–66, utilizat la forjarea osiilor pline pentru vehicule de cale ferată normală *

Dr. ing. CORNELIU CIUCĂ – Institutul politehnic – Galaţi
Ing. Dumitru VERZEA – Institutul politehnic – Galaţi
Ing. Elena DRUGESCU – Institutul politehnic – Galaţi
Ing. Mihai TEODORESCU – Institutul politehnic – Galaţi
Ing. VASILE POPAN – U.U.G. Progresul – Brăila

Corneliu Ciucă a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Iaşi în 1955. Este doctor inginer (Institutul politehnic Cluj) din 1970. În prezent este conferenţiar la Institutul politehnic din Galaţi.

Coeficientul de calitate este unul din principalii indici de care se ţine seamă la aprecierea complexului de proprietăţi mecanice pe care trebuie să-l aibă materialul utilizat la construcţia osiilor pentru vehicule de cale ferată cu ecartament normal. Conform STAS 1947–66, coeficientul de calitate k se calculează în funcţie de rezistenţa la rupere R şi alungirea relativă δ_5, cu relaţia $k = R + 2{,}2\ \delta_5$.

Scopul acestei lucrări constă în analiza cauzelor care provoacă variaţia în timp a proprietăţilor mecanice şi în aplicarea unui tratament care să ducă la obţinerea unui material cu proprietăţi stabile.

Acest studiu are la bază următoarele observaţii făcute cu ocazia determinării caracteristicilor mecanice ale osiilor pentru vehicule de cale ferată cu ecartament normal:

— fenomenul apare numai după deformarea plastică la cald şi normalizare;

— variaţia în timp a coeficientului de calitate este cu atît mai pronunţată, cu cît dimensiunile epruvetelor necesare determinării caracteristicilor mecanice sînt mai mari;

— după modul variaţiei în timp a indicilor de rezistenţă şi de plasticitate, oţelul analizat se comportă ca un material ecruisat.

Materialul analizat (OC-O1) are următoarea compoziţie chimică: 0,35 %C; 0,70 %Mn; 0,26 % Si; 0,15 % S; 0,028 %P; 0,07 % Cr; 0,05 % Ni; 0,12 % Cu; urme de Mo şi W.

Fenomenul apare în condiţiile procesului tehnologic care cuprinde: forjare, normalizare (fig. 1), prelucrare de degroşare prin aşchiere şi finisare.

Determinarea caracteristicilor mecanice s-a făcut pe epruvete de tracţiune, prelevate din osia supusă la încovoiere prin şoc din partea mai puţin deformată şi în condiţiile prevăzute de regulile pentru verificarea calităţii (STAS 1947–66). Cu ocazia determinării acestor caracteristici pe epruvete prelevate imediat după forjare şi degroşare s-a observat că, în general, coeficientul de calitate are valori sub limita admisă. Pentru ca valoarea acestuia să fie mai mare decît valoarea limită admisă ($k = 110$), se practică menţinerea epruvetelor la temperatura mediului ambiant timp de aproximativ zece zile. Numai după obţinerea caracteristicilor mecanice corespunzătoare, lotul de osii se poate prelucra definitiv şi livra. Deoarece acest timp de aşteptare determină prelungirea nedorită a ciclului de fabricaţie, este necesară stabilirea unui proces tehnologic care să permită determinarea caracteristicilor mecanice ale lotului de osii într-un timp cît mai scurt.

---

* Această lucrare a fost prezentată la cea de a treia sesiune tehnico-ştiinţifică cu tema „Îmbunătăţirea calităţii pieselor forjate", Braşov, 18–20 iunie 1970.

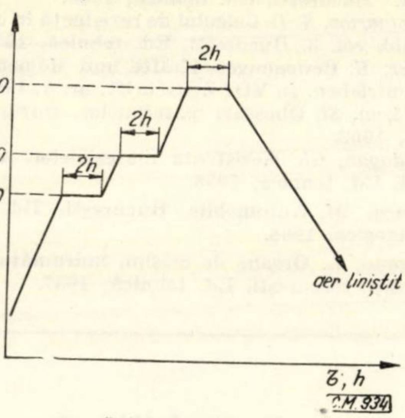


Fig. 1

Pentru realizarea scopului propus s-a impus analizarea modului de variaţie în timp a caracteristicilor mecanice ale materialului osiilor din OC-O1 în condiţiile procesului tehnologic existent. În acest sens s-a luat în considerare numai structura de normalizare recomandată de standarde (STAS 1947–66) (fig. 2).

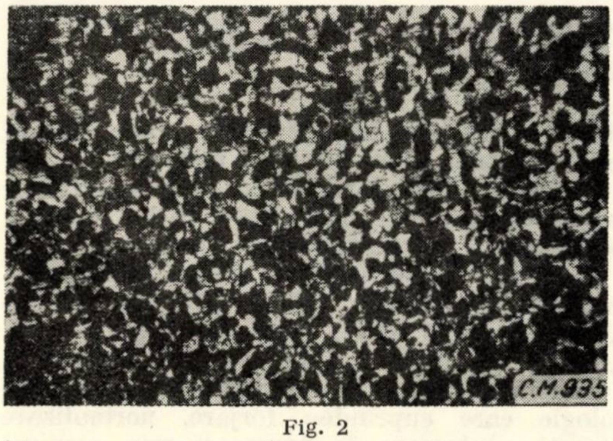


Fig. 2

Rezultatele obţinute sînt prezentate în figurile 3–5 (curbele *a*). Analiza acestor rezultate arată că rezistenţa convenţională la rupere *R* (fig. 3) este invariabilă, în timp ce la limita de curgere τ_c (fig. 3) se constată o scădere, iar la rezistenţa reală la rupere σ_{real} (fig. 3), alungirea relativă δ_5 (fig. 4), gîtuirea relativă ψ (fig. 4) şi coeficientul de calitate k (fig. 5), o creştere în timp. De asemenea, se constată că, după aproximativ zece zile de la prelucrarea mecanică prin aşchiere, proprietăţile analizate nu prezintă variaţii sesizabile.

Pentru a ilustra mai bine modul diferit de comportare a epruvetelor provenite din şarje diferite, în figurile 3–5 sînt prezentate şi rezultatele obţinute pe epruvete extrase dintr-o osie provenită din altă şarjă (curbele *b*). Din comparaţia celor două serii de rezultate se observă că numai în cazul limitei de curgere σ_c, rezultatele sînt apropiate, în timp ce la ceilalţi indici diferenţele sînt apreciabile, fiind de exemplu în cazul alungirii relative δ_5 de 25 %, în cazul gîtuirii la rupere ψ de 37 %, iar în cazul coeficientului de calitate k de 6,25 %.

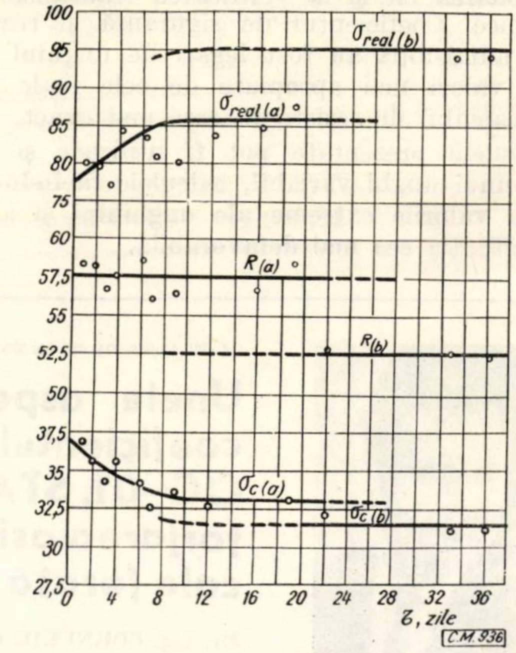


Fig. 3

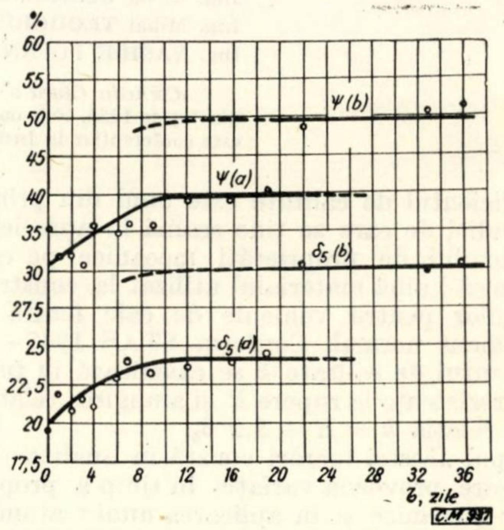


Fig. 4

Din analiza rezultatelor obţinute se pune în evidenţă sensul de variaţie a proprietăţilor în timp (σ_c, σ_{real}, δ_5, ψ, k). De asemenea se observă că timpul de stabilizare a proprietăţilor mecanice şi mai ales a alungirii relative δ_5, la temperatura mediului ambiant, este apreciabil (aproximativ zece zile).

În condiţii de uzină, aşa cum s-a arătat, se pune problema determinării caracteristicilor mecanice imediat după operaţia de degroşare. Existenţa fenomenului analizat face imposibilă continuarea prelucrării mecanice a osiilor, deoarece coeficientul de calitate are valori sub limita admisă, motiv pentru care este necesar un timp de aşteptare după prelevarea şi prelucrarea epruvetelor de tracţiune, cu scopul stabilizării proprietăţilor mecanice.

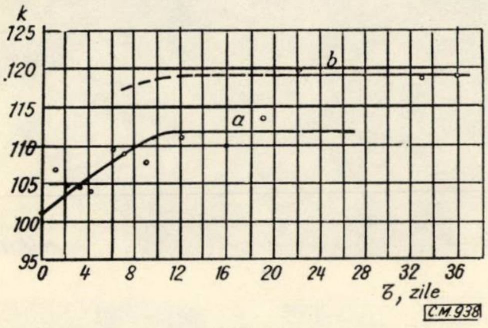


Fig. 5

În vederea găsirii unor soluţii de eliminare a instabilităţii proprietăţilor mecanice este necesar să se precizeze factorii care provoacă apariţia acestui fenomen.

Iniţial s-a presupus că factorii care contribuie la apariţia unor modificări capabile să provoace variaţia în timp a caracteristicilor mecanice ar fi regimul de aşchiere sau încovoierea ciclică provocată de componenta radială a forţei de aşchiere. În primul caz, încercările efectuate au arătat că variaţia în limite largi a parametrilor regimului de prelucrare prin aşchiere nu influenţează esenţial fenomenul analizat. Pentru încovoierea ciclică s-a folosit o epruvetă obişnuită care s-a supus încercării după schema de prindere de la prelucrarea prin strunjire. Înainte de încercarea propriuzisă, epruveta a fost menţinută la temperatura mediului ambiant un timp de zece zile. Condiţiile încercării au fost: numărul de rotaţii egal cu cel necesar degroşării complete a epruvetei şi forţa radială egală cu valoarea componentei de respingere din timpul prelucrării. În urma acestei încercări s-a ajuns la concluzia că nici încovoierea ciclică provocată de componenta radială a forţei de aşchiere, luată izolat, nu constituie cauza apariţiei fenomenului analizat.

Cele de mai sus impun căutarea originii fenomenului de instabilitate a proprietăţilor mecanice în procesul tehnologic de tratament termic.

Se ştie că [1, 2, 3] tratamentul termic de normalizare poate fi, în anumite cazuri, ultimul tratament termic aplicat unei piese. În condiţiile actuale de tratament termic al osiilor din oţelul OC-Ol este posibil ca normalizarea să ducă la apariţia unui cîmp de tensiuni neuniform pe axa osiei, ceea ce duce în mod inevitabil la apariţia unor deformaţii plastice în acele zone ale materialului în care tensiunile depăşesc limita de curgere. Materialul acestor zone se comportă, în consecinţă, ca un material ecruisat.

Că starea de ecruisare a materialului este o consecinţă a tratamentului de normalizare şi nu a procedeului de prelucrare prin aşchiere, o atestă faptul că nici modificarea regimului de aşchiere şi nici modificarea procedeului de prelucrare mecanică nu influenţează sensibil fenomenul analizat.

Avînd în vedere transformările care au loc în materialul osiei, considerăm că instabilitatea proprietăţilor mecanice [4] are la origine două cauze:

— tensiunile de natură structurală cauzate de transformarea austenito-perlitică;

— tensiunile de natură termică care apar în condiţiile răcirii în aer pînă la temperatura mediului ambiant.

Pentru verificarea primei afirmaţii s-a efectuat o analiză metalografică a materialului pe secţiunea transversală a osiei, structurile caracteristice fiind prezentate în figurile 6 şi 7. Din figurile 6, a, 6, b şi 6, c (200 :1) se observă o creştere a grăuntelui metalografic de la suprafaţă spre axa osiei. Aceasta este o consecinţă atît a modului de repartizare a deformării unitare pe secţiune, cît şi a variaţiei vitezei de răcire pe secţiune în timpul normalizării. Acest lucru este verificat suplimentar şi prin punerea în evidenţă a influenţei gradului de subrăcire asupra dispersiei amestecului feritocementitic. La materialul de pe axa osiei, unde gradul de subrăcire este mic, gradul de dispersie al amestecului ferito-cementitic este sensibil mai redus (fig. 7, *a*; 1350 :1) în raport cu materialul de la suprafaţa osiei (fig. 7, *b*; 1350 :1).

Pentru înlăturarea inconvenientelor arătate, în urma analizării fenomenului de variaţie în timp a caracteristicilor mecanice şi a cauzelor acestui fenomen, s-a ajuns la concluzia aplicării unui tratament termic care să prevină apariţia fenomenului studiat.

În acest scop s-a imaginat şi experimentat un tratament termic (fig. 8) de normalizare şi recoacere [3], cu scopul obţinerii unui material cu proprietăţi stabile în timp.

Deoarece la normalizare răcirea pînă la temperatura mediului ambiant este nedorită, ducînd la apariţia unui cîmp nefavorabil de tensiuni de natură termică pe secţiune, urmează ca, după atingerea temperaturii de 320—280°C, materialul să fie reîncălzit pentru recoacere la 650—670°C, după care răcirea să se facă în două trepte conform graficului de tratament termic.

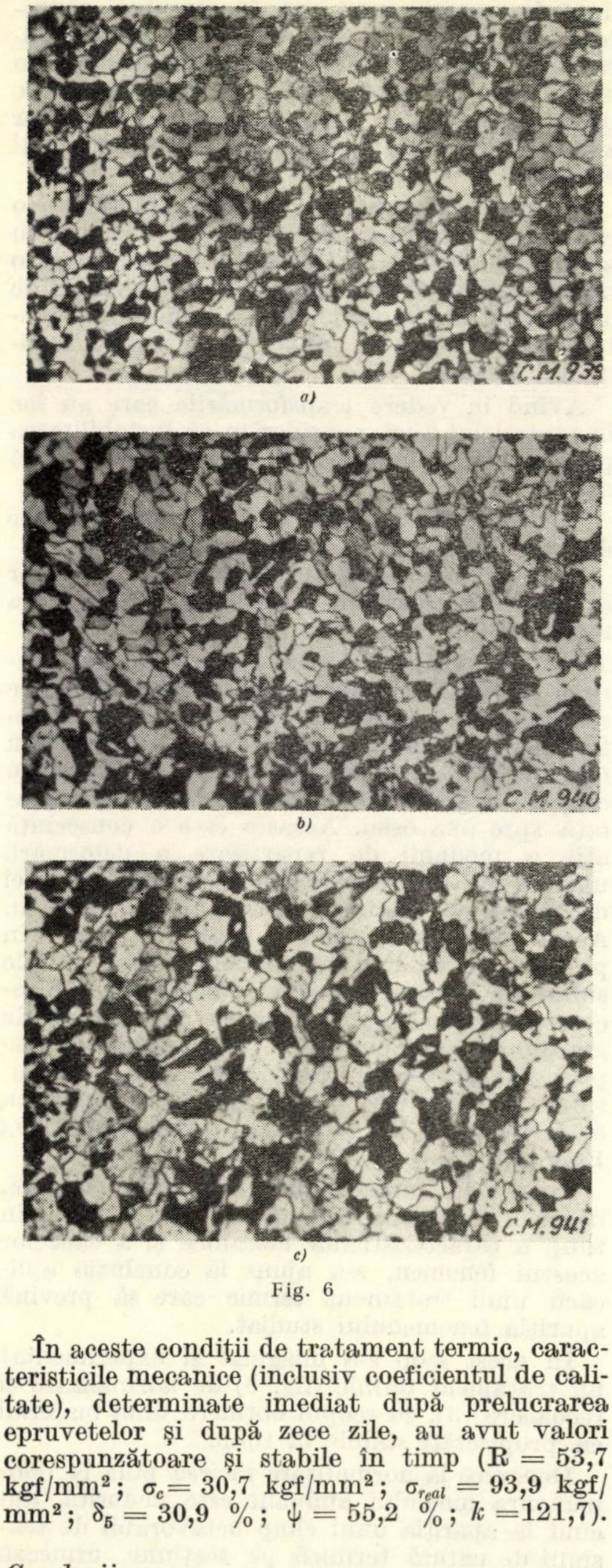


Fig. 6

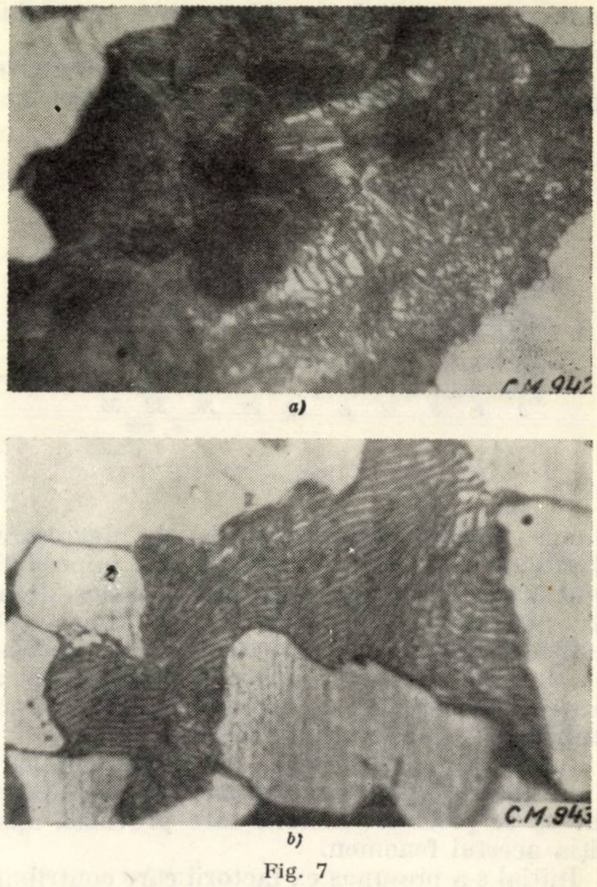


Fig. 7

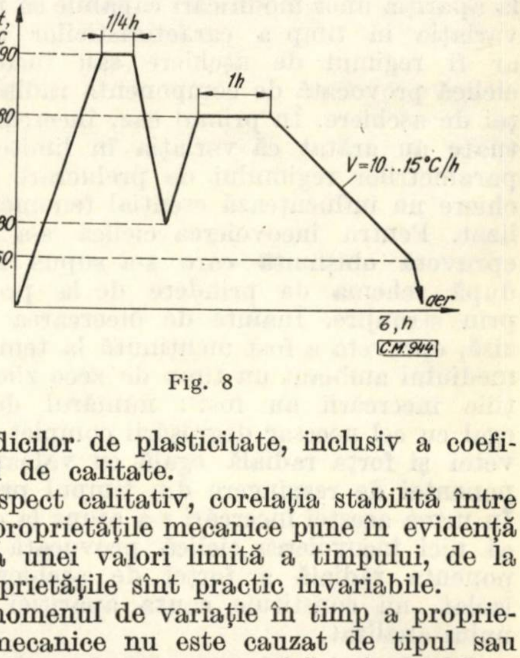


Fig. 8

În aceste condiții de tratament termic, caracteristicile mecanice (inclusiv coeficientul de calitate), determinate imediat după prelucrarea epruvetelor și după zece zile, au avut valori corespunzătoare și stabile în timp ($R = 53{,}7$ kgf/mm²; $\sigma_c = 30{,}7$ kgf/mm²; $\sigma_{real} = 93{,}9$ kgf/mm²; $\delta_5 = 30{,}9$ %; $\psi = 55{,}2$ %; $k = 121{,}7$).

Concluzii

1. Fenomenul de apariție a tensiunilor de natură termică, sesizat în urma prelucrării plastice la cald și normalizare, determină reducerea în timp a indicilor de rezistență și creșterea indicilor de plasticitate, inclusiv a coeficientului de calitate.

Sub aspect calitativ, corelația stabilită între timp și proprietățile mecanice pune în evidență existența unei valori limită a timpului, de la care proprietățile sînt practic invariabile.

2. Fenomenul de variație în timp a proprietăților mecanice nu este cauzat de tipul sau regimul de prelucrare mecanică prin așchiere.

3. Materialul, forjat și tratat termic în condițiile arătate în această lucrare, se comportă, imediat după prelucrarea prin așchiere, ca un material ecruisat.

4. Tratamentul termic experimentat arată că, chiar în cazul oțelurilor carbon, factorul dimensional nu poate fi neglijat în cazul aplicării tra-

tamentului de normalizare, deoarece se poate ajunge la apariţia unei stări tensionale capabilă să provoace variaţia în timp a proprietăţilor şi dimensiunilor.

5. Soluţia propusă are un efect economic pozitiv asupra procesului de execuţie a osiilor prin reducerea considerabilă a duratei ciclului de fabricaţie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mantea, St. ş.a.* Metalurgie fizică, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1970.

[2] *Guleaev, P. A.* — Tratamentul termic al oţelului. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1962.

[3] *Dulămiţă, T.* — Alegerea şi tratamentul termic al oţelurilor de scule. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1963.

[4] *Mantea, St., Dulămiţă, T.* — Teoria şi practica tratamentelor termice. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1966.

CZ 621-567.2

Dimensionarea termică a amortizoarelor hidraulice telescopice

Dr. ing. Ioan DRĂGHICI – Institutul politehnic – Braşov
Ing. Emil CHIŞU – Institutul politehnic – Braşov

Ioan Drăghici, absolvent al Facultăţii de automobile a Institutului de automecanică din Moscova, în 1957. Doctor inginer (Institutul politehnic din Braşov) în 1968. Conferenţiar universitar la Institutul politehnic din Braşov. Autor şi redactor coordonator al lucrării „Suspensii şi amortizoare", apărută la Editura tehnică, Bucureşti, 1970.

Regimul termic al amortizoarelor constituie unul din factorii importanţi care determină capacitatea de funcţionare şi durabilitatea acestora în condiţii de exploatare. În procesul de funcţionare amortizorul se încălzeşte, ceea ce influenţează foarte mult asupra parametrilor funcţionali ai acestuia [4–7, 11, 13].

Încălzirea puternică a unui amortizor poate fi indicaţia unei funcţionări intensive a acestuia, dar şi a unei subdimensionări (în privinţa diametrului exterior şi a lungimii), din care cauză amortizorul nu schimbă în suficientă măsură căldura acumulată cu mediul ambiant. Pe măsură ce creşte temperatura lichidului din amortizor, scade lucrul mecanic produs pe ciclul de funcţionare, ceea ce conduce la micşorarea forţei de amortizare şi deci la o înrăutăţire a confortabilităţii automobilului respectiv [6, 7, 9].

Date fiind fenomenele deosebit de complexe care au loc la funcţionarea amortizorului şi în special la încălzirea acestuia în timpul funcţionării, influenţa regimului termic asupra eficacităţii de amortizare a vibraţiilor suspensiei poate fi cercetată numai pe cale experimentală [10]. Cercetarea regimului termic al unui amortizor telescopic în condiţii de exploatare este îngreuiată de necesitatea unei aparaturi complexe şi de imposibilitatea determinării precise a lucrului mecanic, determinare absolut necesară pentru bilanţul termic al amortizorului. Din această cauză este de dorit ca cercetarea experimentală laborioasă să se efectueze în condiţii de laborator, asigurîndu-se reproducerea, pe cît posibil mai fidel, a condiţiilor reale de funcţionare ale amortizorului hidraulic telescopic [6, 9].

1. Consideraţii asupra procesului termic din amortizoarele hidraulice telescopice

Regimul termic al amortizorului cuprinde două perioade distincte în ceea ce priveşte variaţia temperaturii suprafeţelor metalice şi a lichidului din interior. Prima perioadă, situată în domeniul fluxului nestaţionar de căldură, se referă la încălzirea lichidului în amortizor pînă la o temperatură de regim, după care această temperatură rămîne constantă. A doua perioadă este situată în domeniul transmiterii de căldură în regim staţionar.

Stabilizarea temperaturii are loc atunci cînd căldura produsă prin transformarea lucrului mecanic al forţelor interioare este egală cu căldura transmisă mediului exterior prin suprafaţa exterioară a amortizorului. Temperatura amortizorului la care se ajunge în regim staţionar de funcţionare depinde de mai mulţi factori. Astfel, stabilizarea temperaturii amortizorului depinde de faptul dacă este sau nu răcit cu un curent de aer, iar în cazul răcirii cu aer, limita maximă a temperaturii de regim depinde de viteza şi temperatura curentului de aer. De asemenea trebuie precizat că temperatura de stabilizare este plafonată de temperatura de vaporizare a lichidului.

Amortizorul, montat în suspensie, este spălat de un curent de aer transversal (perpendicular sau sub un anumit unghi de incidenţă), în timpul circulaţiei automobilelor pe diferite categorii de drumuri. Prin urmare, schimbul de căldură dintre amortizor şi mediul ambiant poate fi asimilat cu schimbul de căldură al unei conducte încălzite şi spălate de un curent de aer transversal. În acest caz, schimbul de căldură prin convecţie este întotdeauna însoţit de un schimb de căldură prin radiaţie, schimbul de căldură prin convecţie considerîndu-se fenomen principal [1, 2, 8]. Caracteristica cantitativă a acestui proces este coeficientul global de transmitere a căldurii :

$$\alpha_{gl} = \alpha_c + \alpha_r, \tag{1}$$

în care α_c este coeficientul de transmitere a căldurii, care ţine seamă de acţiunea convecţiei ; α_r — coeficientul care ţine seamă de acţiunea radiaţiei.

Pentru fluxul global de căldură, transmis în regim staţionar, se poate scrie expresia (fig. 1) :

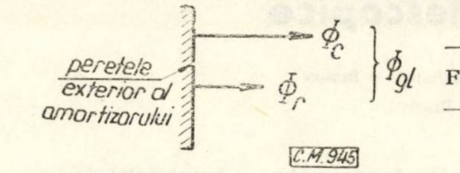


Fig. 1

$$\Phi_{gl} = \Phi_c + \Phi_r = \alpha_{gl} \cdot s \cdot \Delta t, \tag{2}$$

unde Φ_c este fluxul de căldură transmis pris convecţie ; Φ_r — fluxul de căldură transmi prin radiaţie ; S — aria suprafeţei exterioare a amortizorului ; Δt — diferenţa dintre temperatura peretelui şi a curentului de aer.

Conform indicaţiilor [2, 8], cantitatea de căldură transmisă de aerul de spălare prin radiaţie se poate determina — cu precizie suficientă — prin relaţia :

$$q_{ap} = \varepsilon'_p \, \varepsilon_a C_0 \left[\left(\frac{T_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \right], \ \mathrm{W/m^2}, \tag{3}$$

unde $\varepsilon'_p = (\varepsilon_p + 1)/2$ este coeficientul efectiv de negreală al peretelui ; $C_0 = 4,96$ — coeficientul de radiere al corpului absolut negru, în $\mathrm{W/m^2}$ $(°\mathrm{K}/100)^4$; ε_a — coeficientul de negreală al aerului ; T_a, T_p — temperatura aerului, respectiv a peretelui, în °K.

Pentru calculul cantităţii de căldură transmisă prin convecţie trebuie să se cunoască coeficientul de convecţie termică α_c. Teoretic, acest lucru s-ar putea face cu ajutorul ecuaţiilor diferenţiale, soluţiile obţinute avînd însă caracter general. Pentru ca aceste soluţii să satisfacă un anumit fenomen concret trebuie luate în considerare şi particularităţile specifice fenomenului respectiv, particularităţi determinate prin condiţiile de contur (forma geometrică unde are loc fenomenul, proprietăţile fizice ale fluidului etc.). Această rezolvare este posibilă însă numai în anumite cazuri mult simplificate şi deci ireale. Din această cauză, în studiul proceselor termice complexe s-a recurs la teoria similitudinii, care permite calculul coeficientului de convecţie termică cu ajutorul ecuaţiilor de invarianţi (criteriale).

La spălarea transversală a unei conducte, condiţiile de scurgere pentru partea frontală, mijlocie şi posterioară sînt mult diferite, ceea ce conduce la variaţia criteriului de scurgere Reynolds şi a coeficientului de convecţie termică (prin criteriul Nusselt). Din această cauză, în calcule se folosesc valori medii [1, 2, 8].

R. Hilpert [1, 8] a efectuat determinări experimentale precise ale valorii medii a coeficientului de convecţie termică pentru curentul de aer. La aceste experienţe, criteriile Nusselt şi Reynolds s-au calculat după diametrul conductei, ca mărime geometrică determinantă, şi viteza curentului de aer pînă la întîlnirea cu conducta, ca viteză determinată. Pentru cazul unor valori mari ale criteriului lui Reynolds, relaţia criterială este de forma :

$$Nu_d = 0,43 + C\,(Re_d)^m, \tag{4}$$

în care C şi m sînt coeficienţi care se determină experimental sau se iau din tabele în funcţie de domeniul de utilizare [2].

Criteriul Reynolds se determină cu expresia :

$$Re_d = \frac{w D_e}{\nu}, \tag{5}$$

unde ν este viscozitatea cinematică luată la temperatura medie între temperatura peretelui şi a curentului de aer de spălare ; w — viteza curentului de aer de spălare ; D_e — diametrul exterior al tubului rezervor al amortizorului telescopic bitubular.

Criteriul Nusselt este dat de relaţia (6) :

$$Nu_d = \frac{\alpha_c D_e}{\lambda}, \tag{6}$$

unde λ este coeficientul de schimb de căldură prin conducţie pentru stratul limită, luat la temperatura medie, între temperatura peretelui şi a curentului de aer.

Prin urmare, pentru anumite cazuri concrete, prin intermediul relaţiilor (4), (5) şi (6) se poate determina coeficientul de convecţie termică α_c.

Cunoscînd lucrul mecanic efectuat de amortizor în timpul unei vibraţii, dimensiunile de gabarit ale amortizorului şi măsurînd temperaturile t_a şi t_p, se poate efectua verificarea veridicităţii valorilor lui α_{gl}, determinate prin metodica indicată mai sus, folosind ecuaţia bilanţului energetic al amortizorului hidraulic telescopic :

$$nL = \alpha_{gl}\, S\,(t_p - t_a), \tag{7}$$

în care n este numărul de oscilaţii complete efectuate de amortizor în unitate de timp ; L — lucrul mecanic efectuat de amortizor pe ciclu.

2. Determinarea experimentală a coeficientului global de transmitere a căldurii

Coeficientul global de transmitere a căldurii α_{gl} (pentru cazul amortizorului hidraulic telescopic bitubular) se poate calcula cu relaţia

(1) în care se introduc-folosind şi relaţiile (4), (5) şi (6) — valorile coeficientului de convecţie termică α_c şi ale coeficientului de radiaţie termică α_c [6, 7]:

$$\alpha_c = \left[0{,}43 + C\left(\frac{w\,D_e}{\nu}\right)^m\right]\frac{\lambda}{D_e},\ \text{W/m}^2\ \text{grad}; \qquad (8)$$

$$\alpha_r = \dot{q}_{ap}/(t_p - t_a),\ \ \text{W/m}^2\ \text{grad}. \qquad (9)$$

Pentru determinarea diferenţei de temperatură $\Delta\ T = t_p - t_a$, este necesar să se aleagă temperatura de încălzire a amortizorului hidraulic telescopic bitubular. Ţinînd seamă de indicaţiile din [6, 9], privind temperatura maximă a amortizorului în condiţii de exploatare şi luînd temperatura mediului ambiant de circa 20°C, se poate considera ca valoare recomandabilă:

$$\Delta\ T = 40\ldots50,\ ^\circ\text{C}. \qquad (10)$$

Valabilitatea relaţiilor de mai sus — pentru calcularea coeficientului α_{gl} — s-a verificat prin determinarea experimentală a coeficientului global de transmitere a căldurii şi prin compararea valorilor obţinute cu valorile calculate cu relaţiile (8) şi (9) [6, 7].

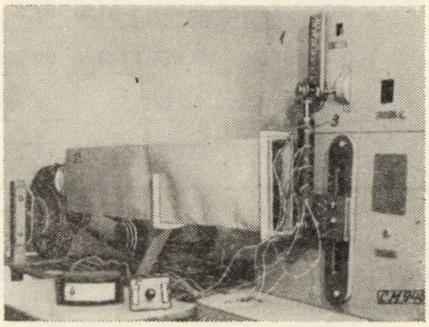


Fig. 2

Instalaţia experimentală (fig. 2) a fost formată dintr-un stand de tip dinamometric *1* (SPAT-162), echipat suplimentar cu o instalaţie de răcire artificială *2*, pentru a modela condiţiile reale de funcţionare ale amortizoarelor pe automobile. Viteza curentului de aer s-a măsurat cu un anemometru cu cupe [5, 6, 9].

Standul SPAT-162 permite înregistrarea diagramei $P-S$, adică dependenţa dintre deplasarea S a tijei amortizorului şi forţa de amortizare P ce produce această deplasare, la diferite viteze relative ale pistonului amortizorului (fig. 3).

Înregistrarea temperaturii amortizorului s-a efectuat cu ajutorul unor termocuple *3* (cupru-constantan) şi al unui milivoltmetru *4*, cu scala tarată corespunzătoare în grade (fig. 2). Pentru înregistrarea temperaturii în mai multe puncte s-a folosit comutatorul *5* [5, 6].

Deoarece condiţiile de scurgere ale curentului de aer sînt diferite pentru partea frontală, mijlocie şi posterioară a amortizorului, s-au efectuat încercări de stabilire a cîmpului de temperatură pentru secţiunea transversală a suprafeţei exterioare a acestuia. Măsurările s-au efectuat lipindu-se şase termocuple (notate cu litere de la *a* la *f*, fig. 4) la distanţa egale, în partea inferioară a tubului rezervor. Temperatura punctului *e* este mai mare decît temperatura punctului *c* şi din cauză că amortizorul era dispus foarte aproape de culisa standului (în dreptul punctelor *e* şi *f*), condiţiile de scurgere ale aerului fiind diferite. S-a luat ca temperatură de referinţă temperatura punctului *d*, deoarece este relativ temperatura cea mai mare şi cuprinde nemijlocit lichidul care iese din tubul principal în tubul rezervor (camera de compensare) [6, 7].

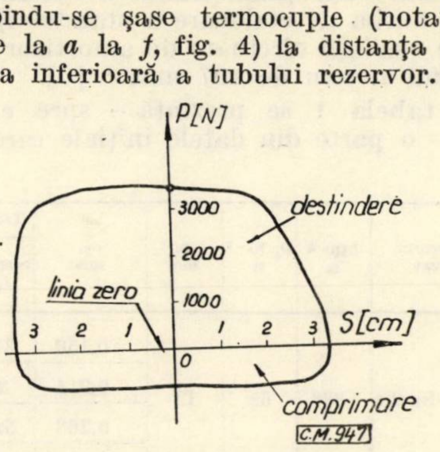


Fig. 3

Pentru determinarea coeficientului α_{gl} este însă necesară cunoaşterea temperaturii medii a peretelui. Încercările [6, 7] au stabilit că temperatura medie a peretelui t_{pm} se poate calcula cu relaţia:

$$t_{pm} = (0{,}91\ldots0{,}92)\,t_d,\ ^\circ\text{C}, \qquad (11)$$

unde t_d este temperatura punctului *d* de pe suprafaţa exterioară a tubului rezervor (fig. 4).

Determinarea experimentală a coeficientului global de transmitere a căldurii α_{gl}^* s-a efectuat prin intermediul relaţiei (7), lucrul mecanic măsurîndu-se prin planimetrarea diagramelor $P-S$ ale amortizorului, la temperatura respectivă*. La calcularea lucrului mecanic de

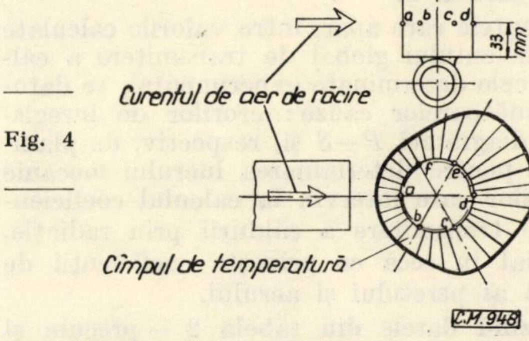


Fig. 4

---

* Cercetările s-au efectuat pe trei tipuri de amortizoare: amortizorul prototip de fabricaţie indigenă (în două variante de tipodimensiune SR şi TV-7, constructiv asemenea), amortizorul Armstrong (Anglia) şi amortizorul Fichtel-Sachs (R.F.G.) [6,7].

amortizare s-a ţinut seamă de scara forţelor (după curba de etalonare a standului). Numărul de oscilaţii efectuate de amortizor n a fost în cazul nostru de 107 min^{-1} [6].

În tabela 1 se prezintă — spre exemplificare — o parte din datele iniţiale care au servit la calculul teoretic şi experimental al coeficientului α_{gl}, pentru amortizoarele Fichtel — Sachs şi Armstrong [6]. Compararea valorilor coeficientului α_{gl} — obţinute pe cale experimentală şi calculate cu relaţiile (8) şi (9) — pentru exemplul din tabela 1, este prezentată în tabela 2.

Tabela 1

Amortizorul încercat	$l.10^{-3}$ m	$D_e.10^{-3}$ m	w, m/s	v_p, m/s	Temperatura, °C	
					peretelui t_{p_m}	aerului t_a
Fichtel-Sachs	338	65	13	0,150	31,8	23
				0,214	39	22
				0,268	51	21
				0,375	68	22
			16	0,268	47,3	24
				0,375	64,5	27
			8	0,268	61	22
				0,375	82	24
Armstrong	310	63	13	0,150	36,4	23
				0,214	51	23
				0,268	59	20
				0,375	82	22
			16	0,268	56	22
				0,375	77,5	23

Diferenţele care apar, între valorile calculate ale coeficientului global de transmitere a căldurii şi cele determinate experimental, se datoresc următoarelor cauze: erorilor de înregistrare a diagramei $P-S$ şi, respectiv, de planimetrare pentru determinarea lucrului mecanic L; erorilor care intervin la calculul coeficientului de transmitere a căldurii prin radiaţie, în special în ceea ce priveşte coeficienţii de negreală ai peretelui şi aerului.

Analizînd datele din tabela 2 — precum şi concluziile redate în [6, 7] — se poate spune cu certitudine că aplicarea relaţiilor (8) şi (9), rezultate din aplicarea teoriei generale a transmiterii de căldură la cazul concret al amortizorului hidraulic telescopic bitubular, permite efectuarea unui calcul de dimensionare termică, care să concorde cu fenomenul real care are loc în amortizor.

Tabela 2

Amortizorul	w, m/s	v_p, m/s	α_c, W/m² grad	α_r, W/m² grad	Lucrul mecanic L, Joule	Coeficientul global, W/m².grad	
						teoretic α_{pl}	experimental * α_{gl}
Fichtel-Sachs	13	0,150	62,5	0,143	23,1	62,64	64,4
		0,214	62,65	0,147	44,7	62,80	64,7
		0,268	61,7	0,156	77,3	61,856	64,08
		0,375	60,70	0,164	115	60,865	63,55
	16	0,268	73,1	0,155	73	73,255	75,8
		0,375	74,85	0,171	118	75,02	78,7
	8	0,268	43,35	0,168	73	43,52	47,4
		0,375	44,80	0,183	110	44,88	47,82
Armstrong	13	0,150	62,65	0,140	29	62,79	63,65
		0,214	62,10	0,146	60	62,25	64,48
		0,268	61,75	0,154	91,5	61,9	64,35
		0,375	60,05	0,175	129,5	60,225	61,55
	16	0,268	73,25	0,148	53	73,398	74,80
		0,375	74,55	0,180	87,5	74,73	76,25

Pentru a stabili influenţa schimbului de căldură transmis prin radiaţie, A. D. Derbaremdiker [4] introduce un coeficient μ_1:

$$\mu_1 = \frac{\alpha_{gl}}{\alpha_c} = 1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_c}, \tag{12}$$

indicînd, fără a explica, că valorile acestuia variază aproximativ între 1,05 şi 1,15 (fig. 11 din [4]). Cercetările noastre au stabilit că valoarea acestui coeficient este foarte apropiată de unitate, fapt care este în concordanţă cu datele din literatura tehnică din domeniul transmisiei de căldură.

Coeficientul de transmitere a căldurii prin radiaţie α_r are valori mari la viteze mari ale curentului de aer de spălare [1, 2, 8]; în timpul circulaţiei autovehiculelor pe diferite categorii de drumuri, vitezele curentului de aer de spălare a amortizoarelor au valori relativ mici [6]. Din această cauză, în calculul practic, se poate neglija valoarea coeficientului α_r.

Nu putem fi de acord cu valoarea maximă a diferenţei de temperatură ΔT indicată în [4, 13]. În calcul trebuie să se folosească temperatura peretelui, iar indicînd o temperatură maximă de 120—130°C [4, 13] ar însemna să se admită că în interiorul amortizorului să fie o temperatură de circa 135—145°C [6, 7], ceea ce vine în contradicţie cu cele susţinute atît de noi cît şi de cercetătorii respectivi, în privinţa funcţionării corecte a lichidului de amortizor şi a garniturilor de etanşare.

3. Metodica dimensionării termice a amortizoarelor hidraulice telescopice bitubulare

Încălzindu-se, amortizorul îşi pierde din eficacitatea de amortizare iniţială, ceea ce influenţează negativ asupra confortabilităţii autovehiculelor. Prin urmare, se impune cu necesitate dimensionarea termică a amortizoarelor hidraulice telescopice.

Dimensionarea termică constă în determinarea suprafeţei exterioare a acestora, respectiv a tubului rezervor. Întrucît lungimea l a amortizorului este impusă din considerente constructive, rezultînd din dezbaterea (cursa) maximă şi minimă a elementului elastic al suspensiei, la dimensionarea termică a unui amortizor hidraulic telescopic bitubular se va determina diametrul exterior D_e al tubului rezervor.

Ţinînd seamă de echivalenţa dintre lucrul mecanic disipat de amortizor în unitate de timp şi cantitatea de căldură transmisă mediului ambiant (relaţia (7)), precum şi de indicaţiile din [3, 4] — în ceea ce priveşte relaţia care determină puterea medie disipată de amortizor — se obţine relaţia (13) care determină diametrul D_e :

$$D_e \cong 0{,}159\,\frac{cv_m^2}{\alpha_{gl}\cdot l\cdot \Delta T},\ \text{m}, \qquad (13)$$

unde : $c = (c_d + c_c)/2$ este coeficientul mediu de rezistenţă al amortizorului, egal cu semisuma coeficienţilor de rezistenţă la cursa de destindere şi, respectiv, de comprimare, în Ns/m ; v_m = viteza medie efectivă a vibraţiilor suspensiei, care determină funcţionarea amortizorului în condiţii grele de drum, în m/s (conform [3] $v_m = 0{,}2 - 0{,}35$ m/s) ; $\Delta T = t_p - t_a$ — diferenţa dintre temperatura peretelui şi temperatura mediului ambiant, în grade ; l — lungimea tubului exterior al amortizorului, în m ; $0{,}159 = 1/2\pi$ — coeficientul determinat de constantele din relaţia de echivalenţă (7).

Coeficientul global de transmitere a căldurii α_{gl}, din relaţia (13), se calculează cu relaţia (1) în care se introduc valorile coeficienţilor α_c şi α_r, determinate cu relaţiile (8) şi (9). Valorile coeficienţilor C, m şi a parametrilor ν şi λ din relaţia (8), precum şi a coeficienţilor ε_p', ε_a şi C_0 din relaţia (3), se calculează sau se aleg conform indicaţiilor din lucrările de termotehnică [1, 2, 8].

Dimensionarea termică a amortizoarelor telescopice trebuie efectuată prin încercări succesive, deoarece pentru calculul coeficientului α_c după relaţia (8) este necesar să se cunoască orientativ valoarea diametrului exterior D_e. Calculul se poate însă simplifica prin folosirea unor nomograme speciale (fig. 5—8). Astfel, în figurile 5 şi 6 se prezintă nomogramele pentru dimensionarea termică a amortizoarelor destinate autoturismelor (cilindree mică şi, respectiv, cilindree mare), iar în figurile 7 şi 8 — pentru amortizoarele destinate autocamioanelor şi, respectiv, autobuzelor.

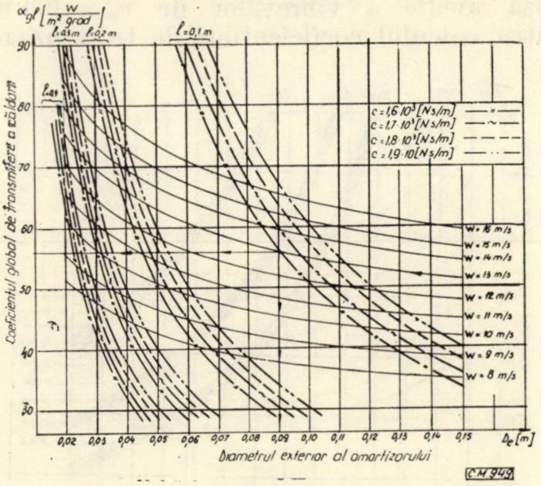


Fig. 5

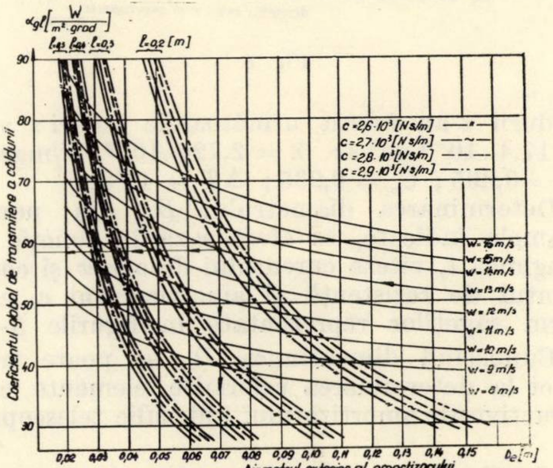


Fig. 6

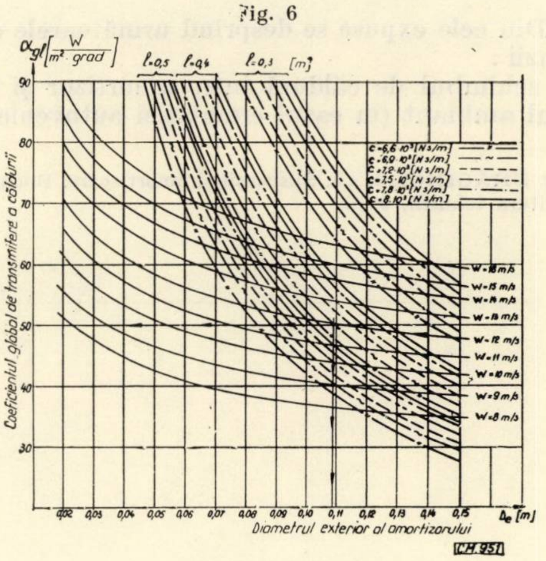


Fig. 7

Aceste nomograme au fost construite pentru diferiţi coeficienţi de rezistenţă c şi pentru o viteză medie a vibraţiilor de $v_m = 0,3$ m/s. Pentru calculul coeficienţilor de transmitere a căldurii s-au folosit următoarele valori: $\nu = 17,4 \,.\, 10^{-6}$ m²/s; $\lambda = 2,726 \,.\, 10^{-2}$ W/mgrd; $m = 0,805$; $C_o = 0,235$; $\Delta T = 45°$C.

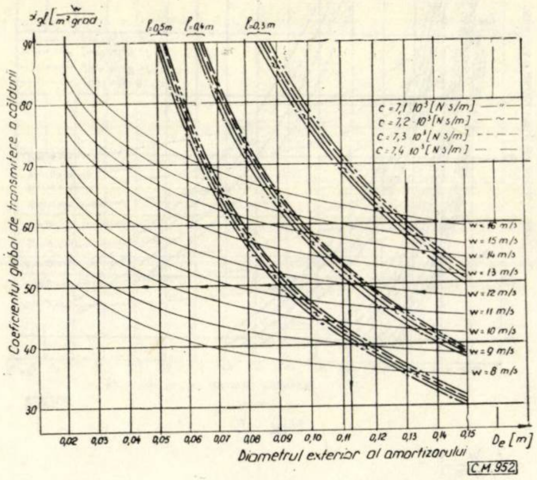


Fig. 8

Determinarea diametrului D_e, din nomogramele indicate, se efectuează în funcţie de lungimea l, viteza curentului de aer w şi coeficientul de rezistenţă al amortizorului c, conform săgeţilor reprezentate în figurile 5—8.

Cunoscînd dimensiunea D_e, se poate trece apoi la determinarea celorlalte elemente constructive ale amortizorului hidraulic telescopic*.

Concluzii

Din cele expuse se desprind următoarele concluzii:

— schimbul de căldură între amortizor şi mediul ambiant (în cazul circulaţiei autovehiculelor cu diferite viteze, pe diferite categorii de drum) poate fi asimilat cu schimbul de căldură al unei conducte încălzite şi spălate de un curent transversal de aer;

— dimensionarea termică a amortizoarelor hidraulice telescopice bitubulare este absolut necesară pentru buna funcţionare a acestora şi se poate efectua aplicînd teoria generală a transmisiei de căldură la cazul concret al amortizorului;

— calculul practic se poate simplifica folosind nomogramele speciale indicate în lucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mc. Adams, S. H.* Transmission de la chaleur. Paris,. Dunod, 1961.

[2] *Davidescu, A* şi *Mucica, H.* Schimbul de căldură în instalaţiile industriale. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[3] *Derbaremdiker, A. D.* Opredelenie gabaritnîh razmerov teleskopiceskih amortizatorov. In : Avtomobilnaina promişlenost, nr. 8, 1958, p. 19—22.

[4] *Derbaremdiker, A. D.* Ispîtanie konstrukţii i izucenie rabotî teleskopiceskih amortizatorov. In : Trudî, VNTS po podveskam avtomobilei, Moscova, NAMI 1959, Sb. I, p. 154—176.

[5] *Drăghici, I., Jula, A.* şi *Alexandru, P.* Rezultate ale cercetărilor privind amortizoarele telescopice auto. In : Buletinul Institutului politehnic Braşov, seria A, mecanică, vol. VIII, 1966, p. 97—110.

[6] *Drăghici, I.* Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al amortizoarelor hidraulice telescopice auto. Teză de doctorat. Institutul politehnic Braşov, 1968.

[7] *Drăghici, I.* Der Wärmehaushalt der hydraulischen Zweirohr-Stossdämpfer. In : ATZ, nr. 4, 1970, p. 125—130.

[8] *Eckert, E. R. G.* şi *Drake, R. M.* Jr. Heat and mass transfer. New York, Mc. Graw—Hill 1959.

[9] *Hofmann, V., Drăghici, I., Vestemeanu, N.* şi *Epureanu, M.* Cercetări privind starea termică a amortizoarelor hidraulice telescopice. In : St. cerc. mec. apl., tom 23, nr. 6, 1966, p. 1427—1440.

[10] *Koessler, P.* şi *Beermann, H. J.* Untersuchungen über die Erwärmung von Stossdämpfern im Betrieb und deren Auswirkung. In : Z. V.D.I., vol. 96, nr. 26, 1954.

[11] *Lipowy, P.* Erfahrungen mit Stossdämpfern. In : VDI Berichte, nr. 35, 1959, p. 83—87.

[12] *Prutcikov, O. K.* şi *Vinogradov, I. B.* Rejimî rabotî amortizatorov podveski gruzovîh avtomobilei. In : Avtomobilnaia promîşlenost, nr. 6, 1968, p. 31—33.

[13] *Skinder, I. B.* O teplovom sostoianii teleskopiceskih amortizatorov v expluataţionîh usloviah. In : Avtomobilnaia promîşlenost, nr. 7, 1960, p. 14—17.

---

* DRĂGHICI, I. ş.a. Suspensii şi amortizoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1970.

CZ 621.979 : 531.78

Măsurări de forţe în regim dinamic la o presă de ştanţat

Prof. dr. ing. Iosif HAJDU – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Tiberiu HERLESCU – Institutul de cercetare şi proiectare pentru maşini de transportat şi ridicat – Timişoara
Ing. Alexandru CORNUT – Şef lucrări – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Gheorghe TATU – Intreprinderea „Electromotor" – Timişoara
Ing. Viorel MILOŞ – Intreprinderea "Electromotor" – Timişoara

Iosif Hajdu a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic din Timişoara în 1946. Este doctor inginer (Institutul politehnic Timişoara) din 1964, în specialitatea rezistenţa şi încercarea materialelor. Profesor la Catedra de rezistenţa materialelor de la Institutul politehnic din Timişoara. Dintre lucrările elaborate se remarcă : o metodă grafoanalitică de calcul al pieselor de maşini solicitate la flambaj şi seria de lucrări axate pe comportarea mecanică la temperaturi înalte a unor oţeluri cu conţinut redus de carbon.

Exploatarea raţională a unei prese de ştanţat reclamă cunoaşterea forţei maxime de ştanţare a pieselor ce vor fi ştanţate la presa respectivă spre a evita solicitarea ei de forţe superioare forţei maxime admise, care ar cauza deteriorarea presei.

O asemenea problemă s-a ivit la exploatarea presei TKV 250/1600 – proprietatea întreprinderii „Electromotor" Timişoara – cu ocazia trecerii de la ştanţarea tolelor stator-rotor de tipul ASI 200/4 şi ASI 160/6 la cele de tipul ASI 180/6. Acestea din urmă, avînd un număr mai mare de ancoşe, lungimea conturului, respectiv a secţiunii ei de forfecare, este mai mare decît la celelalte două tipuri de tole. Astfel, din calculul aproximativ al forţei de ştanţare pentru noul tip de tole a rezultat o valoare superioară celei maxime admise (250 tf) la funcţionarea continuă a presei.

1. Generalităţi despre presa de ştanţat TKV 250/1600

Din punct de vedere constructiv, presa TKV 250/1600 este o presă cu excentric cu două manivele şi doi montanţi (fig. 1).

Acţionarea presei se face cu motorul electric asincron *2* care transmite mişcarea de rotaţie, prin variatorul de turaţie *3* şi curelele trapezoidale, la volantul *4* montat pe arborele principal. De la volant mişcarea de rotaţie se transmite arborelui principal *5* prin intermediul unei cuple lamelare, montată în carcasa volantului şi acţionată electropneumatic. Cele două manivele ale arborelui principal, împreună cu bielele *6* transformă mişcarea de rotaţie în mişcare rectilinie pe care o transmit berbecului *7*.

Lungimea bielelor *6* se poate modifica cu ajutorul tijelor filetate *11* care, acţionate de motorul electric *10*, se înşurubează în corpul bielelor, reglîndu-se astfel poziţia berbecului faţă de masă.

În scopul evitării suprasolicitării presei, aceasta este prevăzută cu două dispozitive de siguranţă (fig. 2).

Acţionarea acestor dispozitive se bazează pe lungirea montanţilor presei în cursul ştanţării, proporţional cu forţa de ştanţare. În acest scop dispozitivul are o tijă lungă *1*, fixată la capătul inferior, prin brida *2*, de masa *3* a presei. De extremitatea superioară a tijei este prinsă (prin ştiftul *6*) pîrghia orizontală *7* care se poate roti în jurul bolţului *8*, fixat prin intermediul ghidajului *5* de grinda orizontală *4* a batiului. La acţionarea forţei de ştanţare, montaţii se lungesc şi, ca urmare, pîrghia orizontală *7* se va roti în sensul acelor de ceasornic proporţional cu lungirea montanţilor, respectiv cu forţa de ştanţare. Simultan cu rotirea pîrghiei, se deplasează palpatorul comparatorului cu cadran *10*, iar spaţiul *M* între şuru-

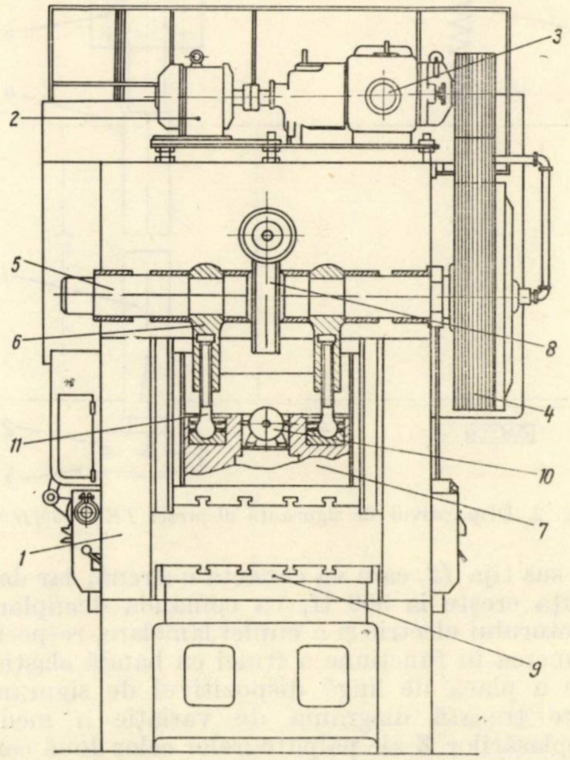


Fig. 1. Părţile principale ale presei *TKV 250/1600.*

bul de reglare *11* şi capul tijei *12* se va micşora. În cazul cînd spaţiul *M* a fost reglat în mod corespunzător, la atingerea forţei maxime admise (250 tf) capul şurubului *11* va împinge

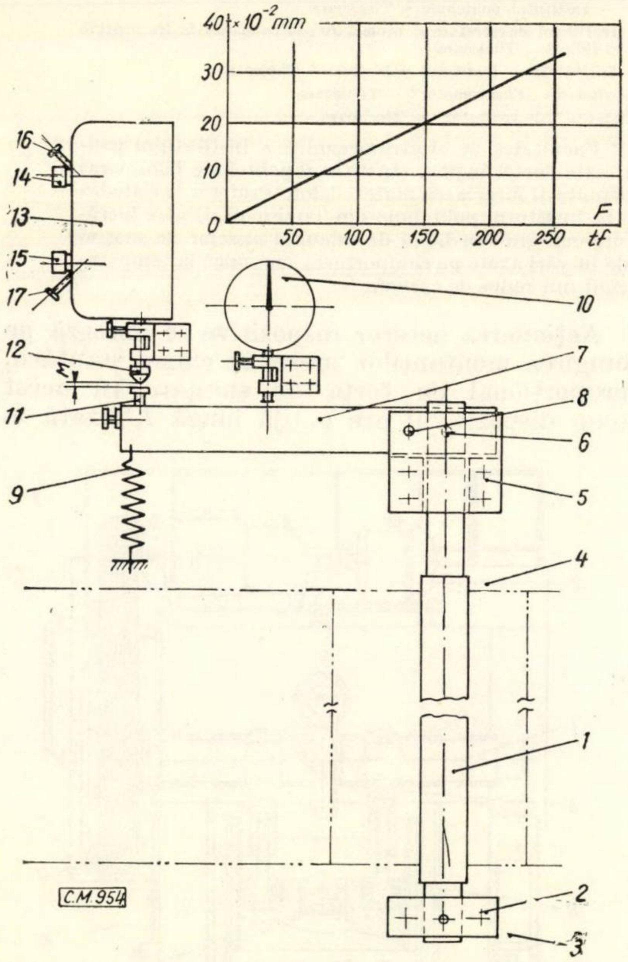


Fig. 2. Dispozitivul de siguranţă al presei *TKV 250/1600.*

în sus tija *12*, care va conecta o sirenă, iar dacă forţa creşte la 300 tf, va comanda decuplarea motorului electric şi a cuplei lamelare, respectiv punerea în funcţiune a frînei cu bandă elastică. Pe o placă de lîngă dispozitivul de siguranţă este trasată diagrama de variaţie a mediei deplasărilor *Z* ale palpatoarelor celor două comparatoare cu cadran, în funcţie de forţa de ştanţare *F* (fig. 2). Cu ajutorul ei şi a indicaţiilor comparatoarelor se pot evalua forţele maxime care solicită presa în cursul ştanţării.

2. Metodica folosită la măsurarea forţelor în regim dinamic al presei

Pentru determinarea experimentală a forţelor reale de ştanţare, în prezent se folosesc în principal două metode, ambele bazate pe măsurări electrotensometrice [1—5].

După prima metodă, în cazul preselor cu excentric sau cu manivelă, ca element elastic pe care se lipesc traductorii rezistivi se alege biela (sau bielele) presei. Pentru a realiza o sensibilitate cît mai bună, la bielele de lungime variabilă traductorii se lipesc pe suprafaţa liberă a tijelor filetate care se înşurubează în corpul bielelor.

Pentru a putea măsura forţele dinamice care se produc la ştanţare, sistemul dinamometric trebuie etalonat static. Aceasta necesită o presă hidraulică specială mobilă şi un dinamometru etalon care să poată fi aşezate în serie între masa şi berbecul presei.

Un alt dezavantaj constă în faptul că, din cauza înclinaţiei bielei faţă de verticală şi din cauza masei berbecului, forţa din biele nu este riguros egală cu forţa de ştanţare. La aceasta se adaugă şi dificultăţile de ordin tehnic la lipirea traductorilor într-un loc greu accesibil, precum şi cele de realizare a unei legături electrice bune cu instrumentele de măsură, avînd în vedere că în cursul măsurătorilor lungimea bielelor trebuie să fie variată prin înşurubarea şi deşurubarea tijelor filetate împreună cu traductorii lipiţi pe ele.

După a doua metodă, măsurarea forţei de ştanţare se face introducînd între berbec şi sculă un captor dinamometric cu traductori rezistivi. Această metodă este aplicabilă numai cînd distanţa dintre masa şi berbecul presei permite aşezarea peste sculă a unui captor dinamometric. Măsurarea cu un astfel de captor dinamometric prezintă avantajul că etalonarea lui cu un dinamometru etalon se poate face la o presă stabilă oarecare. Ca dezavantaj trebuie menţionat faptul că de obicei interpunerea captorului dinamometric reclamă fie coborîrea mesei, fie demontarea mesei suplimentare, ceea ce conduce la o oarecare modificare a rigidităţii batiului presei.

În urma analizei construcţiei presei TKV 250/1600 şi a condiţiilor ei de lucru, pentru determinarea forţelor reale de ştanţare s-a ales metoda cu captor dinamometric. Pe baza experienţelor preliminare, efectuate cu un singur captor dinamometric, s-a ajuns la concluzia că spre a evita deteriorarea sculelor de ştanţare prevăzute pentru măsurări — avînd fiecare cîte patru cuiburi — este indicat să se folosească în paralel doi captori dinamometrici cu caracteristici elastice egale.

La proiectarea captorilor dinamometrici s-a avut în vedere următoarele :

— forţa de compresiune maximă admisă a fiecărui captor să fie de 200 tf ;

— înălţimea captorilor să fie suficient de mică pentru a putea fi montaţi între sculă şi berbec ;

— rigiditatea elementelor elastice ale captorilor să fie mare spre a nu produce o modificare însemnată a desfăşurării în timp a procesului de ştanţare ;

— eroarea de justeţe şi de fidelitate a captorilor să fie cît mai mică.

Pentru a satisface condiţiile de mai sus s-au ales captori dinamometrici de formă cilindrică cu încărcare axială (fig. 3). Elementul elastic al unui captor este de formă tubulară; la capete, el se reazemă pe cîte o placă. Placa superioară este prevăzută cu rezemare sferică. În scopul reducerii erorii de justeţe şi de fidelitate, capetele elementului elastic au fost prevăzute cu cîte trei degajări, astfel încît contactul cu plăcile să se facă numai prin cele trei zone marcate în figura 3 prin haşuri.

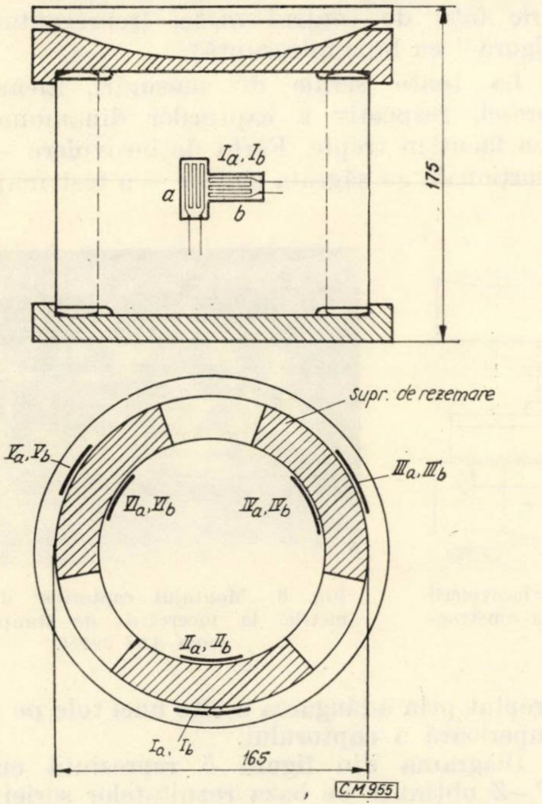


Fig. 3. Captorul dinamometric construit. Amplasarea traductorilor rezistivi.

Pentru forţa maximă $F_{max} = 200$ tf, calculul de rezistenţă al unui element elastic — dintr-un oţel slab aliat cu $\sigma_r = 96$ kgf/mm² — a condus la dimensiunile indicate în figura 3.

Pe elementul elastic al fiecărui captor dinamometric au fost lipite şase rozete (*I—VI*) compuse din cîte doi traductori rezistivi (*a*, *b*). Legarea celor 12 traductori s-a făcut în punte completă, asigurîndu-se astfel o sensibilitate ridicată şi o compensare termică de bună calitate.

În cursul măsurărilor efectuate în regim dinamic, puntea fiecărui captor dinamometric a fost legată la bornele cîte unei punţi tensometrice Hottinger-Baldwin de tipul *KWS II/5*; ambele punţi tensometrice au fost conectate la un aparat înregistrator rapid, tip Visicorder, de fabricaţie Honeywell.

Etalonarea captorilor dinamometrici s-a făcut la o presă hidraulică, cu ajutorul unui dinamometru etalon de 200 *tf*, montat în serie cu fiecare captor în parte. Pe baza valorilor înregistrate în cursul a cîte trei încărcări şi descărcări, pentru fiecare captor s-a trasat cîte o diagramă de etalonare.

Din compararea celor două diagrame a rezultat că, pentru forţe egale, cei doi captori dinamometrici indică pe scala aparatului de măsură al punţii tensometrice valori apropiate. Diferenţele sînt de circa 5 % pentru $F = 40$ tf, 1,8 % la $F = 100$ tf şi 0,67 % la $F = 175$ tf.

Conform cărţii tehnice a presei, diagrama de variaţie a deplasării palpatoarelor comparatoarelor cu cadran în funcţie de forţa de ştanţare — diagrama de etalonare dată de fabrică (fig. 2) — a fost trasată pe baza măsurătorilor efectuate prin încărcarea statică a presei de ştanţat, cu ajutorul unei prese hidraulice mobile montate între masă şi berbec.

Verificarea justeţei diagramei de etalonare, pentru cazul încărcării dinamice a presei, s-a făcut cu ajutorul captorilor dinamometrici realizaţi, aşezaţi pe anumite dispozitive montate între masă şi berbec; încărcarea presei s-a făcut prin acţionarea motorului electric propriu.

De altfel, din analiza schemei cinematice a sistemului de antrenare a berbecului presei — cunoscînd puterea motorului de acţionare — a rezultat că forţa de compresiune statică maximă, realizată fără pericolul blocării presei, este de circa 30 tf. Valoarea acestei forţe fiind mult inferioară forţelor de ştanţare maxime admise, cum şi forţelor necesare ştanţării tolelor de stator-rotor cu sculele *ASI 200/4* şi *ASI 180/6*, s-a procedat la încărcarea dinamică a presei, similară cu cea din cursul exploatării. ei. În acest fel — în contul energiei cinetice înmagazinate de volant în etapa de descărcare a fiecărei curse — la presa *TKV 250* se pot realiza forţe egale sau chiar superioare celei maxime admise.

3. Măsurările efectuate

Pentru verificarea justeţei diagramei de etalonare a presei, în diverse condiţii de încărcare dinamică, au fost efectuate nouă serii de măsurări ale forţei de compresiune F a berbecului, cu citirea indicaţiilor corespunzătoare z ale comparatoarelor dispozitivelor de siguranţă. Pentru a face distincţie, comparatorul dispozitivului de pe montantul presei, prevăzut cu orificiul de alimentare cu bandă de oţel, s-a numit comparatorul „intrare”, iar cel a dispozitivului de pe al doilea montant, comparatorul „ieşire”.

Forţele de compresiune F s-au determinat din diagramele semnalelor captorilor, înregistrate în cursul unei (sau mai multor) bătăi ale berbecului. Amplitudinile y ale curbei, înregistrate în cursul încărcării presei pe hîrtia sensibilă, au fost „traduse” — pe baza corelaţiei fixate iniţial — în diviziuni la aparatul de măsură al punţii tensometrice, iar din diagrama de etalonare a captorului utilizat s-au obţinut forţele corespunzătoare acestor diviziuni.

Cele nouă serii de măsurători s-au împărţit pe trei grupe distincte.

Măsurarea forţelor de încovoiere dinamică a unor grinzi de oţel. La această grupă de măsurători, captorii dinamometrici au fost aşezaţi la mijlocul unor grinzi simplu rezemate — formate din cîte două şine *C.F.* — cu deschiderea $l = 600$ mm (fig. 4).

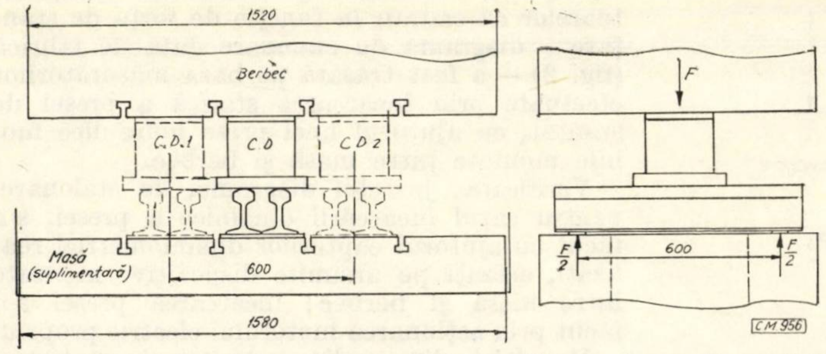


Fig. 4. Aşezarea captorilor dinamometrici la verificarea, în cazul încovoierii dinamice, a justeţei diagramei de etalonare a presei (dată de fabrica constructoare).

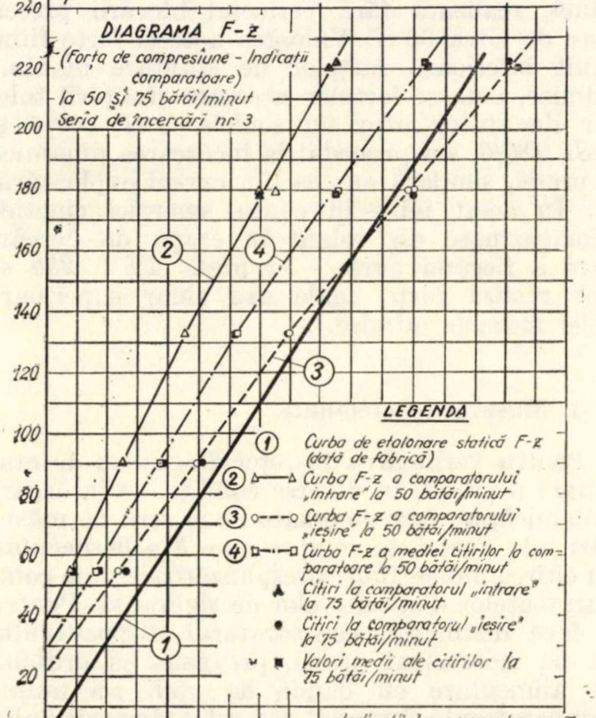


Fig. 5. Diagrama F-z în cazul aşezării captorului C.D. 2 în centrul mesei.

Seria 1 de măsurări s-a făcut la încovoierea dinamică a unei singure grinzi aşezate la mijlocul mesei presei; forţa a fost măsurată numai cu un singur captor dinamometric.

Seria 2 : încovoierea dinamică a unei grinzi aşezate excentric.

Seria 3 : încovoierea dinamică cu doi captori dinamometrici — a două grinzi aşezate simetric faţă de centrul mesei (reprezentată în figura 4 cu linie întreruptă).

La toate seriile de măsurări, încărcarea presei, respectiv a captorilor dinamometrici, s-a făcut în trepte. Forţa de încovoiere — proporţională cu săgeata şinelor — a fost majorată treptat prin adăugarea a cîte unei tole pe placa superioară a captorului.

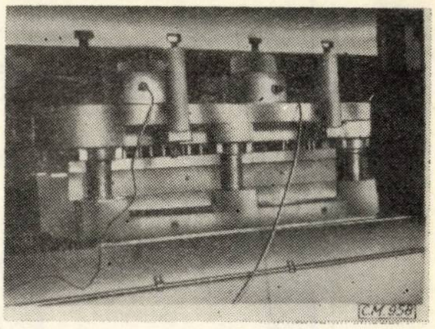


Fig. 6. Montajul captorilor dinamometrici la încercările de ştanţare cu scula *ASI 200/4*.

Diagrama din figura 5 reprezintă curbele $F-Z$ obţinute pe baza rezultatelor seriei 3 de măsurări. Pentru seriile 1 şi 2 s-au obţinut diagrame similare.

Rezultatele seriilor de măsurări 1, 2 şi 3 au evidenţiat două deficienţe însemnate ale modului de evaluare a forţelor de ştanţare pe baza indicaţiilor comparatoarelor cu cadran şi a diagramei de etalonare. Ele au fost precizate la punctul 4.

Măsurarea forţelor reale de ştanţare la scula ASI 200/4 pentru trei sortimente diferite de tablă silicioasă. Înălţimea sculelor de ştanţat prevăzute în planul de încercări fiind numai cu puţin mai mică decît distanţa maximă dintre masă şi berbec, măsurarea forţelor de ştanţare la aceste scule — cu ajutorul captorilor dinamometrici construiţi — a necesitat demontarea mesei suplimentare *9* (fig. 1) a presei. Astfel fiecare sculă a fost aşezată direct pe grinda inferioară a batiului, iar captorii dinamometrici au fost plasaţi deasupra sculei respective (fig. 6).

Fixarea plăcii superioare a sculei şi a captorilor de suprafaţa inferioară a batiului s-a realizat cu ajutorul a patru tiranţi.

Au fost efectuate următoarele serii de măsurări :

Seria 4 : ştanţări în gol pentru determinarea forţelor de compresiune în arcurile aruncătoarelor sculei, la diferite adîncimi de pătrundere a poansoanelor în matriţe.

Seria 5 : ştanţări cuib cu cuib a trei sortimente diferite de tablă silicioasă de 0,5 mm (germană, italiană şi românească) folosite la fabricarea tolelor stator-rotor.

Seria 6 : ştanţări progresive cu mai multe cuiburi a celor trei sortimente diferite de tablă silicioasă.

La seria de măsurători nr. 4, creşterea forţelor de compresiune în arcuri s-a realizat prin coborîrea treptată a berbecului, respectiv prin majorarea treptată a lungimii bielelor.

Figura 7 reprezintă două cupoane dintr-o bandă de tablă silicioasă, scoase din sculele ASI 200/4 şi ASI 180/6, după întreruperea unei ştanţări ; se remarcă conturul liniilor de forfecare aferente celor patru cuiburi ale unei scule la ştanţarea în trepte a tolelor de rotor şi a celor de stator. Totodată se poate constata că tolele de tipul ASI 200/4 au 48 de ancoşe, iar cele de tip ASI 180/6, 54 de ancoşe.

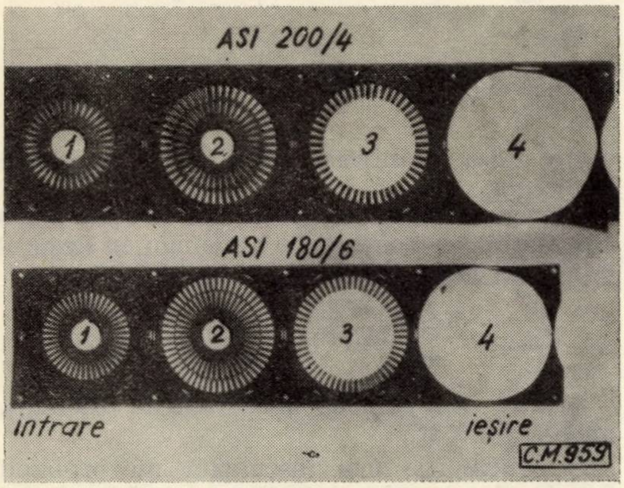


Fig. 7. Fazele de ştanţare a tolelor de stator-rotor de tipul *ASI 200/4* şi *ASI 180/6*, executate de cele patru cuiburi ale sculelor respective.

Figura 8 *a*, *b*, *c* şi *d* reprezintă o porţiune din diagrama de încărcare a captorilor dinamometrici (*C.D.1* şi *C.D.2*) la ştanţarea progresivă a unui cupon de tablă silicioasă de fabricaţie românească înregistrată la seria 6 de măsurări. Compararea oscilogramelor evidenţiază următoarea ordine de succesiune a ştanţării cuiburilor : nr. 4, nr. 2+3, nr. 1.

Valorile forţelor de ştanţare obţinute la seriile de măsurări nr. 4, 5 şi 6 s-au marcat în diagrama din figura 9 în funcţie de media indicaţiilor comparatoarelor.

Măsurarea forţelor reale de ştanţare la scula ASI 180/6 pentru trei sortimente diferite de tablă silicioasă. Cu sculele *ASI 180/6* au fost efectuate trei serii de măsurări similare cu cele executate cu scula *ASI 200*/4 : seria 7 similară cu seria nr. 4 ; seria 8 cu seria nr. 5, iar seria 9 la fel cu seria nr. 6.

Valorile forţelor de ştanţare obţinute la seriile de măsurări nr. 7, 8 şi 9 au fost de asemenea marcate în diagrama din figura 9.

4. Analiza rezultatelor. Concluzii

Din examinarea şi compararea curbelor diagramei din figura 5 rezultă următoarele :

a) pentru forţe relativ însemnate comparatoarele nu arată nimic ; comparatorul de la „intrare'' începe să indice numai pentru forţe peste 40 tf, iar comparatorul de la „ieşire'' pentru forţe mai mari decît 20 tf ;

b) pentru aceeaşi forţă dinamică indicaţiile celor două comparatoare diferă foarte mult, cu toate că, prin aşezarea captorului la mijlocul mesei, încărcarea montanţilor ar trebui să fie egală ;

c) nici una din curbele *2* şi *3* nu este paralelă cu curba de etalonare statică *1*, în schimb curba *4* a valorilor medii este practic paralelă cu curba *1*. Curba *4* fiind însă situată mult deasupra curbei *1* rezultă că valoarea reală a forţei de compresiune, corespunzătoare unei anumite valori medii a indicaţiilor comparatoarelor, este cu circa 30 tf mai mare decît cea dată de curba de etalonare *1* ;

d) valorile măsurătorilor, efectuate cu frecvenţa de 75 bătăi/min, sînt foarte apropiate de cele corespunzătoare frecvenţei de 50 bătăi/min. Aceasta dovedeşte că variaţia frecvenţei bătăilor în domeniul 50 — 75 bătăi/min are o influenţă neglijabilă asupra indicaţiilor comparatoarelor.

Defecţiunea menţionată mai sus la punctul a) se datoreşte în primul rînd jocurilor neeliminate şi frecărilor ansamblului celor două mecanisme cuplate : 1) tijă-pîrghie orizontală, a dispozitivului de siguranţă, şi 2) palpator-ac indicator, al comparatorului (fig. 2).

La aceasta se mai adaugă probabil şi efectul inerţiei pîrghiei orizontale *7* a dispozitivului de siguranţă la deplasările rapide ale bolţului *8* în etapa de încărcare a presei.

Din compararea curbelor *2* şi *3* ale diagramei din figura 5 rezultă că efectul factorilor menţionaţi este considerabil mai mare la sistemul de măsurare de la „intrare'' decît la cel de la „ieşire''.

Un alt factor care contribuie la defecţiunea menţionată se datoreşte faptului că forţa de compresiune s-a măsurat efectiv sub berbec — unde se produc forţele de ştanţare — iar sistemul de măsurare al presei funcţionează pe baza deformaţiei montanţilor batiului. Astfel forţele de inerţie ale unor organe ale presei (berbec, biele), care, în cursul funcţionării normale a presei se transmit sculei, nu se transmit şi grinzii orizontale, respectiv montanţilor presei. În consecinţă, forţele care solicită şi deformează montanţii sînt mai mici decît cele de compresiune ale sculei sau captorului dinamometric. Se poate însă arăta că în cazul presei TKV 250/1600 — la care greutatea berbecului este echilibrată pneumatic — forţele de inerţie ale berbecului sînt mici.

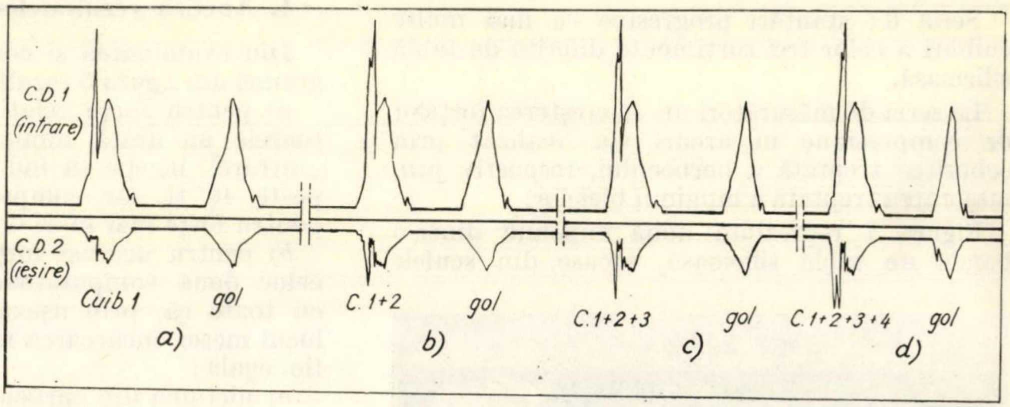


Fig. 8. Porţiune din diagrama de variaţie a forţei de ştanţare, înregistrată la seria de măsurători nr.6; ştanţări cu cuiburile 1, $1+2$, $1+2+3$ şi cu $1+2+3+4$, urmate de cîte o ştanţare în gol.

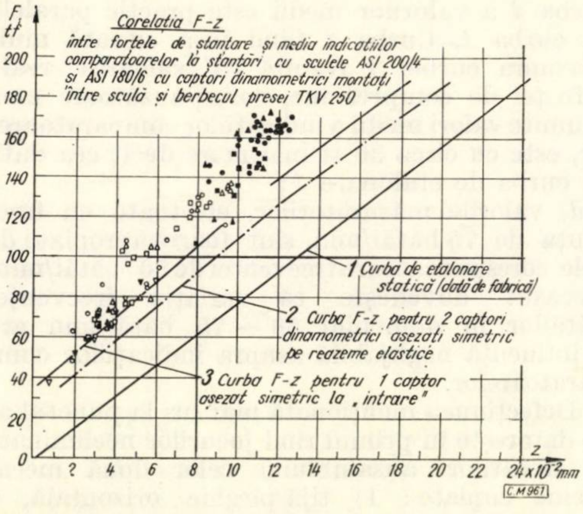


Fig. 9. Corelaţia F—z a forţelor de ştanţare determinate la încercările de ştanţare cu sculele *ASI 200/4* şi *ASI* 180/*6*:

Scula ASI 200/4

▽ — Stanţare în gol. Forţe de compresiune în arcuri (seria 4).

△ — Stanţare tablă românească cuib cu cuib (seria 5); mai multe cuiburi (seria 6).

○ Stanţare tablă italiană cuib cu cuib (seria 5); mai multe cuiburi (seria 6).

□ Stanţare tablă germană cuib cu cuib (seria 5); mai multe cuiburi (seria 6).

Scula ASI 180/6

▼ — Stanţare în gol. Forţe de compresiune în arcuri (seria 7).

▲ — Stanţare tablă. rom. cuib cu cuib (seria 8); toate cuiburile (seria. 9).

● — Stanţare tablă ital. cuib cu cuib (ser. 8); toate cuiburile (ser. 9).

■ — Stanţare tablă germ. cuib cu cuib (ser. 8); toate cuiburile (ser. 9).

În acest scop se consideră relaţia forţei de inerţie a berbecului în cazul mişcării circulare uniforme a arborelui principal:

$$F_i = M_B \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega^2 \cos \varphi, \qquad (1)$$

unde M_B este masa berbecului, $\frac{d}{2}$ raza manivelei, ω viteza unghiulară a manivelei şi φ unghiul dintre raza manivelei şi direcţia deplasării berbecului.

Apreciind greutatea berbecului la $G_b = 5\,000$ kgf, pentru frecvenţa de 50 bătăi/min, în dreptul punctului mort inferior ($\varphi = 0$), rezultă:

$$F_{imax} = \frac{5\,000}{981} \cdot 1{,}775 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 50}{30}\right)^3 \simeq 250 \text{ kgf},$$

o valoare neglijabil de mică faţă de diferenţa medie de 30 tf.

O contribuţie mai însemnată au probabil forţele de inerţie datorite variaţiei vitezei unghiulare a arborelui principal. În cursa de coborîre a berbecului, mişcarea acestuia, respectiv şi cea circulară a arborelui, este frînată cu atît mai puternic cu cît forţa de compresiune pe care o întîmpină este mai mare (şi momentul de inerţie al volantului este mai mic).

Astfel, pe lîngă acceleraţia radială $\left(a_r = \frac{d}{2} \cdot \omega^2\right)$ se produce şi o acceleraţie tangenţială negativă $\left(a_t = \frac{d}{2} \cdot \frac{d\omega}{dt}\right)$, a cărei componentă verticală este dirijată de asemenea în sus. Acestei componente a acceleraţiei tangenţiale îi corespunde de asemenea o forţă de inerţie dirijată în jos, care se scade din forţa de compresiune şi deci nu se transmite grinzii orizontale şi montanţilor. De asemenea nu se transmit montanţilor nici forţele de inerţie datorite deplasărilor verticale foarte mici dar bruşte ale grinzii orizontale produse de forţele verticale transmise de la berbec la arborele principal.

Defecţiunea menţionată mai sus la punctul b) se poate explica în primul rînd prin solicitarea compusă de întindere şi încovoiere a montanţilor, aşa cum se arată în schema din figura 10, a.

Forța centrică P întinde în mod uniform cei doi montanți, în schimb momentul M — proporțional cu forța P — produce o scurtare a fibrelor de partea dispozitivului de siguranță „intrare" și o întindere suplimentară a fibrelor de partea dispozitivului de siguranță de la „ieșire". Astfel, pentru o creștere ΔP a forței de compresiune, aplicată la mijlocul distanței dintre montanți, corespunde — datorită creșterii $\Delta\ M$ a momentului — o creștere mai mică a indicațiilor la comparatorul „intrare" decît la cel „ieșire".

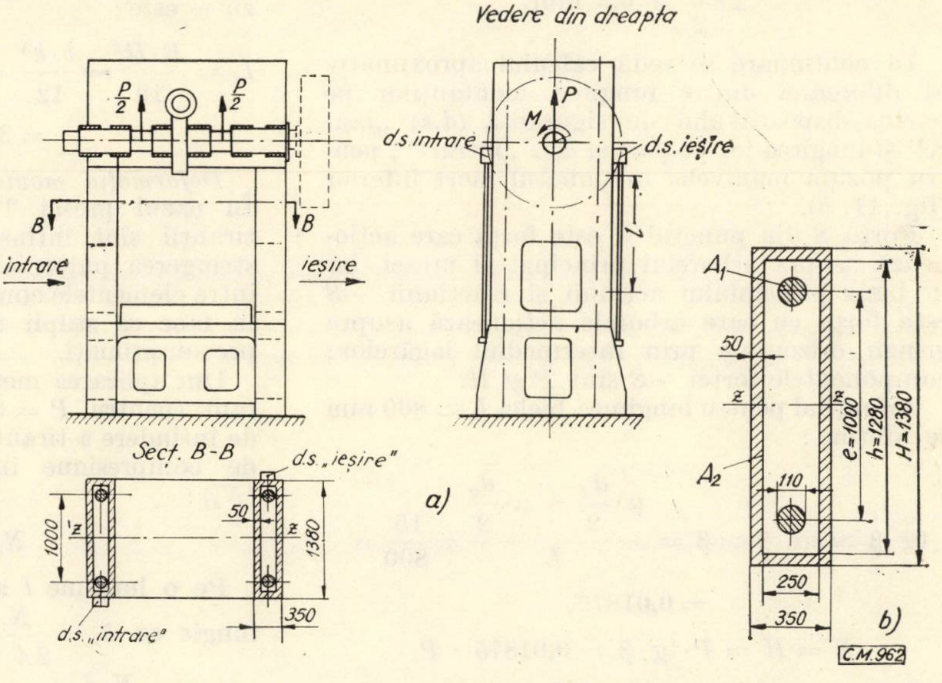


Fig. 10. *a*) Forța și momentul care produc solicitarea compusă în montanții presei ; *b*) forma și dimensiunile secțiunii unui montant.

Pentru a evidenția prezența momentului M din grinda superioară a batiului, chiar și atunci cînd manivela presei trece prin punctul mort inferior — cînd forța P în cazul comprimării sistemului elastic captor-șină este maximă — trebuie să se ia în considerare și frecările în articulațiile mecanismului bielă-manivelă al presei. În acest caz, studiul mecanismului se face construind în centrul fiecărui fus cercul de frecare de rază $r = \mu \cdot \frac{d}{2}$, unde μ este coeficientul de frecare al fusului în lagăr, iar d diametrul fusului respectiv. Forțele nu vor mai trece prin centrele fusurilor ci tangente la cercurile respective de frecare, în sensul rotației fusului.

În figura 11, mecanismul bielă-manivelă a fost reprezentat în trei poziții diferite ale manivelei, împreună cu cercurile de frecare aferente și cu direcția forțelor în prezența frecării în articulații.

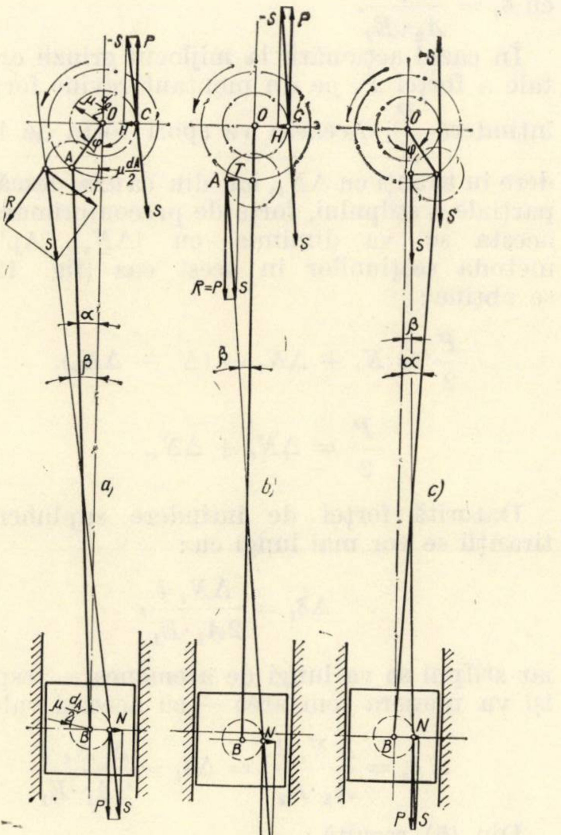


Fig. 11. Forțele din mecanismul bielă-manivelă al presei în prezența frecării în articulații, pentru trei poziții diferite ale manivelei.

Coeficientul de frecare al fusurilor unse fiind $\mu = 0{,}06 - 0{,}10$, s-a admis $\mu = 0{,}08$.

Din desenele cărții tehnice a presei s-au dedus :

d_0 = 270 mm (diametrul fusului arborelui cu manivelă) ;

d_A = 215 mm (diametrul fusului manivelei) ;

d_B = 160 mm (diametrul articulației sferice a bielei în batiu).

Astfel razele cercurilor de frecare au rezultat:

$$\mu\cdot\frac{d_0}{2}=11{,}75\text{ mm};\qquad \mu\cdot\frac{d_A}{2}=8{,}5\text{ mm};$$

$$\mu\cdot\frac{d_B}{2}=6{,}5\text{ mm}.$$

În continuare se redă calculul aproximativ al diferenţei dintre lungirea montanţilor pe partea dispozitivului de siguranţă (*d.s*) „ieşire" şi lungirea lor pe partea *d.s.* „intrare", pentru poziţia manivelei în punctul mort inferior (fig. 11, *b*).

Forţa S din punctul C este forţa care acţionează asupra arborelui principal al presei, iar în baza principiului acţiunii şi reacţiunii $-S$ este forţa cu care arborele acţionează asupra grinzii orizontale prin intermediul lagărelor; componentele forţei $-S$ sînt P şi H.

Admiţînd pentru lungimea bielei $L \approx 800$ mm se obţine:

$$\operatorname{tg}\beta \simeq \sin\beta \simeq \beta = \frac{\mu\cdot\dfrac{d_A}{2}+\mu\cdot\dfrac{d_B}{2}}{L}=\frac{15}{800}=$$

$$=0{,}01875,$$

$$N = H = P\cdot\operatorname{tg}\beta = 0{,}01875\cdot P.$$

Solicitarea compusă de întindere şi încovoiere a montanţilor presei este produsă de:

forţa axială P, din reducerea forţei P din punctul C la axa 0 a arborelui principal, respectiv la axa verticală a presei;

momentul M compus din:

$M' = P\cdot\mu\cdot\dfrac{d_0}{2}$ în urma reducerii forţei P din C la 0,

$M'' = H\cdot x$, unde x este distanţa variabilă măsurată din 0 pe axa verticală a presei. Sub articulaţia B, momentul M'' este constant egal cu $M''_{max} = H\cdot\left(L+\dfrac{d}{2}\right) = 0{,}01875\cdot P\cdot\left(L+\dfrac{d}{2}\right)\cdot$

Admiţînd pentru simplificare că şi pe porţiunea $\overline{OB}$, $M'' = M''_{max}$, momentul total M va fi:

$$M = M' + M'' = P\cdot\mu\cdot\frac{d_0}{2}+0{,}01875\cdot P\cdot$$

$$\cdot\left(L+\frac{d}{2}\right)=[1{,}175+0{,}01875\cdot(80+$$

$$+1{,}775)]\cdot P = 2{,}715\ P,\ \text{kgf cm}.$$

Secţiunea unui montant (fig. 10, *b*) este compusă din:

$$\text{secţiunea a doi tiranţi } 2\cdot A_1 = 2\cdot\frac{\pi\cdot d^2}{4}=$$

$$=2\cdot\frac{\pi\cdot 11^2}{4}=2\cdot 95 = 190\text{ cm}^2;$$

secţiunea stîlpului tubular $A_2 = 138\cdot 35 - 128\cdot 25 = 1640$ cm^2.

Momentul de inerţie în raport cu axa z—z a secţiunii unui stîlp — neglijînd slăbirea produsă de orificiile de intrare şi evacuare a benzii — este:

$$I_z = \frac{B\cdot H^3}{12}-\frac{b\cdot h^3}{12}=\frac{1}{12}\cdot(35.138^3-25.128^3)=$$

$$=3{,}28\cdot 10^6\text{ cm}^4.$$

Deformaţia montanţilor produsă de forţa P. În cazul presei TKV 250/1600, la montare tiranţii sînt întinşi puternic spre a asigura strîngerea puternică, respectiv legătura rigidă între elementele componente ale batiului. Aceasta face ca stîlpii montanţilor să fie puternic precomprimaţi.

Din aplicarea metodei secţiunilor la un montant (pentru $P = 0$) rezultă că forţa iniţială de întindere a tiranţilor (N_t) este egală cu forţa de compresiune iniţială a stîlpului tubular (N_s):

$$N_t = |N_s|. \tag{2}$$

Pe o lungime l a montanţilor, tiranţii s-au lungit cu $\delta_t = \dfrac{N_t\cdot l}{2A_1\cdot E_1}$, iar stîlpii s-au scurtat cu $\delta_s = \dfrac{N_s\cdot l}{A_2\cdot E_2}$.

În cazul acţionării la mijlocul grinzii orizontale a forţei P, pe un montant revine forţa de întindere $\dfrac{P}{2}$. Aceasta va spori forţa de întindere în tiranţi cu ΔN_t, iar din cauza descărcări parţiale a stîlpului, forţa de precomprimare din acesta se va diminua cu $|\Delta N_s|$. Aplicînd metoda secţiunilor în acest caz (fig. 12, *a*) se obţine:

$$\frac{P}{2} = N_t + \Delta N_t - (N_s - \Delta N_s), \tag{3}$$

$$\frac{P}{2} = \Delta N_t + \Delta N_s. \tag{3'}$$

Datorită forţei de întindere suplimentare, tiranţii se vor mai lungi cu:

$$\Delta\delta_t = \frac{\Delta N_t\cdot l}{2A_1\cdot E_1}, \tag{4}$$

iar stîlpul se va lungi de asemenea — respectiv îşi va micşora scurtarea — cu aceeaşi valoare:

$$\Delta\,\delta_s = \frac{\Delta N_s\cdot l}{A_2\cdot E_2} = \Delta\delta_t = \frac{\Delta\ N_t\cdot l}{2A_1\cdot E_1}\cdot \tag{5}$$

Din (5) rezultă:

$$\Delta N_t = \Delta N_s\cdot\frac{2\ A_1\cdot E_1}{A_2\cdot E_2}, \tag{6}$$

iar din (3'):

$$\Delta N_s = \frac{P\cdot A_2\cdot E_2}{2(2\,A_1\cdot E_1 + A_2\cdot E_2)}, \qquad (7)$$

respectiv:

$$\Delta N_t = \frac{P\cdot 2A_1\cdot E_1}{2(2\,A_1\cdot E_1 + A_2\cdot E_2)}, \qquad (8)$$

deci:

$$\Delta\delta_s = \frac{P\cdot l}{2\,(2\,A_1\cdot E_1 + A_2\cdot E_2)} = \Delta\,\delta_t. \qquad (9)$$

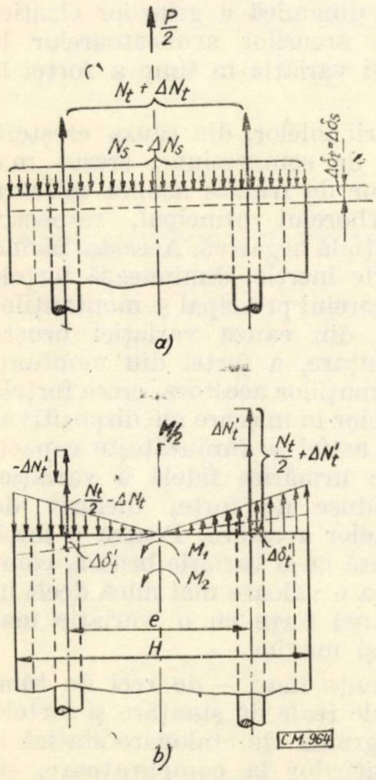


Fig. 19. Repartiția eforturilor pe secțiunile componente ale unui montant; *a*) eforturile datorite forței axiale; *b*) eforturile datorite momentului.

Deformația montanților produsă de momentul M. Momentul $\frac{M}{2}$ ce revine pe un montant va face ca în tirantul din stînga forța să scadă cu $\Delta N'_t$, iar lungirea cu $\Delta\,\delta'_t = \frac{\Delta N'_t\cdot l}{A_1\cdot E_1}$; același moment va produce în tirantul din dreapta o creștere a forței cu $\Delta N'_t$ și o creștere a alungirii cu $\Delta\delta'_t = \frac{\Delta N'_t\cdot l}{A_1 E_1}$ (fig. 12, *b*). Cuplul variației forțelor în tiranți va fi deci $\Delta N'_t\cdot e = M_1$.

În același timp în stîlp apar de asemenea tensiuni suplimentare liniar variabile. Tensiunile de compresiune vor spori în partea stîngă a stîlpului și se vor reduce în partea dreaptă cu valoarea tensiunilor de întindere suplimentare (fig. 12, *b*). Valoarea tensiunilor liniar variabile cît și momentul încovoietor M_2 care le produce se stabilesc pe baza unei condiții de deformație: scurtarea respectiv lungirea fibrelor în pereții stîlpului din dreptul axei tiranților sînt egale cu scurtarea respectiv lungirea acestora. Astfel la distanța $\frac{e}{2}$ de axa z (fig. 10), alungirea și tensiunea suplimentară sînt:

$$\Delta\varepsilon_1 = \frac{\Delta\,\delta'_t}{l} = \frac{\Delta N'_t}{A_1\cdot E_1};\ \Delta\,\sigma_1 = \varepsilon_1\cdot E_2 = \frac{\Delta N'_t}{A_1}\cdot\frac{E_2}{E_1} \qquad (10)$$

În dreptul unei fibre, la distanța y de axa z tensiunea suplimentară este:

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta\,\sigma_1}{\frac{e}{2}}\cdot y = \frac{\Delta N'_t}{A_1}\cdot\frac{E_2}{E_1}\cdot\frac{y}{\frac{e}{2}} = \frac{M_2\cdot y}{I_z},$$

de unde:

$$M_2 = \frac{\Delta N'_t}{A_1}\cdot\frac{E_2}{E_1}\cdot\frac{2\cdot I_z}{e}. \qquad (11)$$

Momentul încovoietor $\frac{M}{2}$ fiind egal cu $M_1 + M_2$, respectiv:

$$\frac{M}{2} = M_1 + M_2 = \Delta\,N'_t\cdot e + \frac{\Delta N'_t}{A_1}\cdot\frac{E_2}{E_1}\cdot\frac{2\cdot I_z}{e}.$$

se obține:

$$\Delta\,N'_t = \frac{M}{2\left(e + \frac{2\cdot I_z}{A_1\cdot e}\cdot\frac{E_2}{E_1}\right)}. \qquad (12)$$

Variația lungirii fibrelor extreme ale unui montant datorită momentului M este deci:

$$\Delta\delta'_{s\,max} = \frac{\Delta\,N'_t\cdot l}{E_1\cdot A_1}\cdot\frac{\frac{H}{2}}{\frac{e}{2}} = \frac{M}{2\left(e + \frac{2\cdot I_z}{A_1\cdot e}\cdot\frac{E_2}{E_1}\right)}\cdot\frac{l\cdot H}{E_1\cdot A_1\cdot e}.$$

Diferența dintre lungirea fibrelor extreme de o parte și de alta a unui montant, produsă de momentul încovoietor $\frac{M}{2}$, raportată la lungirea uniformă produsă de forța axială $\frac{P}{2}$, va fi egală cu:

$$\eta = \frac{2\cdot\Delta\delta'_{s\,max}}{\Delta\delta_s} = \frac{\dfrac{M}{e + \frac{2\cdot I_z}{A_1\cdot e}\cdot\frac{E_2}{E_1}}\cdot\dfrac{l\cdot H}{E_1\cdot A_1\cdot e}}{\dfrac{P\cdot l}{2(2\ A_1\cdot E_1 + A_2\cdot E_2)}} = \frac{2{,}715}{e + \frac{2\cdot I_z}{A_1\cdot e}\cdot\frac{E_2}{E_1}}\cdot\frac{H}{e}\cdot 2\left(2 + \frac{A_2\cdot E_2}{A_1\cdot E_1}\right),$$

Admiţînd $E_1 = E_2$ (stîlpii fiind din oţel turnat):

$$\eta = \frac{2,715}{100 + \frac{2 \cdot 3,28.10^6}{95 \cdot 100} \cdot 1} \cdot \frac{138}{100} \cdot 2\left(2 + \frac{1640}{95}\right) = \frac{2,715 \cdot 138 \cdot 38 \cdot 6}{790 \cdot 100},$$

$$\eta = 0,183, \qquad \eta\% = 18,3\%.$$

Diferenţa dintre indicaţiile comparatoarelor dispozitivelor de siguranţă, montate unul pe partea mai întinsă a montanţilor (cel de la „ieşire"), iar celălalt, de la „intrare", pe partea mai puţin întinsă, se poate citi pentru o anumită creştere a forţei P din diagrama din figura 5. Astfel pentru $\Delta P = 130 - 40 = 90$ *tf*, creşterea indicaţiilor la comparatorul „intrare" — după curba 2 din figura 5 — este:

$$\Delta z_1 = (8,8 - 0,1) \cdot 10^{-2} = 8,7 \cdot 10^{-2} \text{ mm};$$

după curba 3 pentru comparatorul „ieşire" se obţine:

$$\Delta z_2 = (15,5 - 2,7) \cdot 10^{-2} = 12,8 \cdot 10^{-2} \text{ mm}.$$

Valoarea relativă a diferenţei indicaţiilor, faţă de cazul întinderii axiale a montanţilor, este:

$$\eta' = \frac{(12,8 - 8,7) \cdot 10^{-2}}{\frac{12,8 + 8,7}{2} \cdot 10^{-2}} = \frac{8,2}{21,5} = 0,38 \text{ sau :}$$

$$\eta'\% = 38\%.$$

Diferenţa mare dintre valoarea reală a abaterilor între indicaţiile celor două comparatoare faţă de abaterea calculată rezidă pe de o parte din caracterul aproximativ al unor elemente de calcul (valoarea coeficientului de frecare μ, neglijarea slăbirilor stîlpilor prin ferestrele de intrare şi ieşire a materialului în formă de bandă, considerarea poziţiei celei mai defavorabile în punctul mort inferior etc.), iar pe de altă parte nu s-au luat în considerare şi alţi factori care ar putea contribui la creşterea momentului exterior M (cum ar fi spre exemplu cuplul rezistent din statorul motorului electric şi efectul frînării volantului în perioada încărcării presei).

Din diagrama forţelor de ştanţare din figura 9 se conchid următoarele:

a) atît forţele de ştanţare cuib cu cuib, cît şi cele corespunzătoare tuturor cuiburilor, sînt mai mari la scula *ASI 180/6* decît la scula *ASI 200/4*, ca urmare a numărului mai mare de ancoşe de ştanţat;

b) valoarea maximă a forţei de ştanţare la scula ASI 180/6 s-a obţinut de 173 *tf*, iar la scula *ASI 200/4* de 137 *tf*, ambele la ştanţarea tolelor din tablă silicioasă românească; în cazul ştanţării tolelor din tablă italiană a rezultat 170, respectiv 134 *tf*, iar pentru ştanţări din tablă germană 155 şi 127 *tf*;

c) toate punctele experimentale se situează deasupra curbei 2 obţinută din seria de măsurători nr. 2 la încovoierea elastică a două grinzi. De asemenea majoritatea punctelor cad şi deasupra curbei 3 obţinută la încovoierea elastică a unei grinzi aşezate excentric sub batiu.

Constatarea de la punctul *c*) se explică prin deosebirea ce există între variaţia în timp a forţei de încovoiere dinamică a grinzilor elastice (sau comprimării arcurilor aruncătoarelor la cele două scule) şi variaţia în timp a forţei la ştanţarea tolelor.

În cazul ştanţării tolelor, din cauza creşterii rapide a forţelor de compresiune, creşte mai rapid şi efectul lor de frînare asupra mişcării de rotaţie a arborelui principal, respectiv acceleraţia tangenţială negativă. Aceasta, făcînd să crească forţa de inerţie, diminuează forţele ce se transmit arborelui principal şi montanţilor presei. Totodată, din cauza variaţiei bruşte a forţelor de ştanţare, a forţei din montanţi şi din cauza deformaţiilor acestora, cresc forţele de inerţie ale pieselor în mişcare ale dispozitivului de siguranţă; astfel se înrăutăţeşte capacitatea acestuia de urmărire fidelă a variaţiei deformaţiilor produse de forţe, inclusiv de indicare a maximelor acestora. Pentru o forţă de ştanţare anumită cu o variaţie bruscă, comparatorul va indica o valoare mai mică decît în cazul acţionării unei forţe cu o variaţie mai lentă avînd acelaşi maxim.

Rezultînd diferenţe mari — de zeci de tone forţă — între forţele reale de ştanţare şi forţele rezultate din diagrama de etalonare statică a maşinii pe baza citirilor la comparatoare, se consideră că sistemul de măsură cu comparatoare al presei TKV 250/1600 este inadecvat pentru indicarea forţelor reale de ştanţare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mäkelt, H.* Kraftmessungen an Maschinen und Werkzeugen der Stanzereitechnik mittels elektronischer Geräte. In: Mitt. Forsch. ges. Blechverarbeitung, nr. 17/18, 1958, p. 189—194.

[2] *Meşcerin, V. T.* Issledovaniia v oblasti stampovocinogo proizvodstva. Sbornik 5, p. 5—19. Maşghiz Moscova,

[3] *Feldmann, H. D.* Untersuchungen über den Kraft und Arbeitsbedarf beim Kaltfliesspressen verschiedener Stahlsorten. In: Stahl und Eisen 73, 1962, pe 165—174.

[4] *Mäkelt, H.* Die Bestimmung des Kraftbe darfs beim Kaltfliesspressen für die richtige Auswahl mechanischer Pressen. In: Werkstattstechnik 52, 1962 m, nr. 4, p. 167—172.

[5] Möhmel, F. Energetische Verluste in Exzenterpressen. In: Maschinenbautechnik 13, 1964, nr. 5, p. 236—23.

CZ 621.313: 322–82–712

Cu privire la soluţiile constructive şi calculul răcitoarelor de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone

Ing. Mihai OPASCHI – ICPEH – Timişoara

Mihai Opaschi, inginer electromecanic, absolvent al Institutului politehnic Timişoara, promoţia 1950, este în prezent inginer proiectant, consilier şi coordonator tehnic pentru cercetarea şi proiectarea hidrogeneratoarelor la ICPEH din Reşiţa şi Timişoara.

Este membru în Comitetul de redacţie al revistei „Electrotehnica". Autor a 57 de proiecte de prototipuri de maşini electrice, a 5 proiecte de prototipuri de hidrogeneratoare şi peste 30 de articole, lucrări şi studii.

Hidrogeneratoarele verticale sincrone răcite cu aer în circuit închis sînt prevăzute cu răcitoare de aer, care preiau pierderile produse în hidrogenerator şi le transmit apei de răcire, ce circulă prin elementele de răcire ale răcitoarelor.

Răcitoarele de aer sînt montate pe exteriorul carcasei hidrogeneratorului şi ca urmare sînt supuse aceluiaşi regim de vibraţii.

Acest fapt impune condiţia ca elementele de răcire să dispună de un înalt grad de rigiditate, iar asamblarea dintre acestea şi colectoarele de apă să prezinte deplină siguranţă în exploatare.

Pînă în prezent elementele de răcire ale răcitoarelor de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale, proiectate la ICPEH, au fost realizate pe baza unei ţevi de alamă de 17/19 mm diametru a cărei suprafaţă laterală de răcire era majorată cu ajutorul spiralelor înfăşurate (fig. 1) sau a discurilor ştanţate (fig. 2) executate din tablă de alamă.

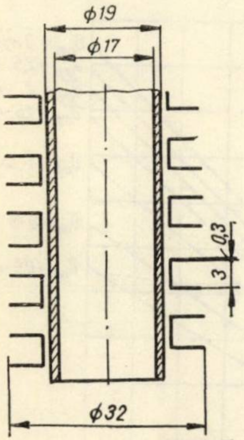


Fig. 1. Ţeavă de alamă înfăşurată cu spirală de bandă din alamă.

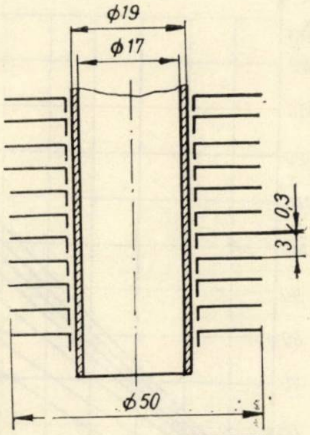


Fig. 2. Ţeavă de alamă cu discuri din tablă de alamă.

Contactul dintre ţeavă şi nervuri prevăzut a se realiza prin cositorire nu era întotdeauna asigurat pe deplin, fapt ce influenţa negativ asupra suprafeţei de răcire.

Avînd în vedere aceste neajunsuri s-a trecut la o soluţie constructivă îmbunătăţită a elementului de răcire, care constă din aceeaşi ţeavă de alamă de 17/19 mm diametru peste care se aplică o ţeavă de aluminiu din care prin rulare se execută o spirală continuă avînd profilul din figura 3 şi figura 4 pentru care diametrul exterior rezultat este de 37 respectiv 44 mm diametru.

Această soluţie prezintă avantajul de a avea o suprafaţă de contact bună, grad de rigiditate mai ridicat şi necesită un volum mai redus de manoperă.

Pentru verificarea practică a acestor soluţii s-au realizat modele de răcitoare, care au fost supuse încercărilor de laborator.

De asemenea s-a executat un răcitor de probă, care a fost montat pe un hidrogenerator aflat în exploatare.

Caracteristicile tehnice ale elementelor de răcire din figurile 1–4 sînt prezentate în tabela **1.**

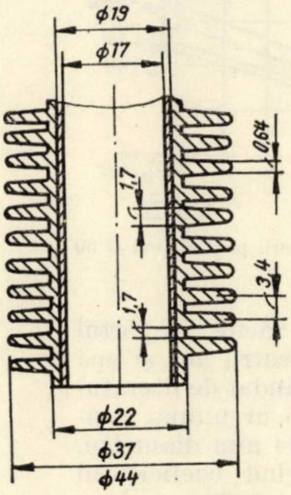


Fig. 3. Ţeavă de alamă cu aluminiu refulat.

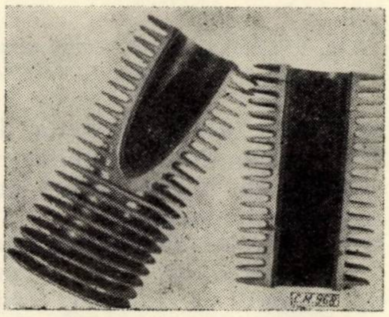


Fig. 4.

Din examinarea acestor caracteristici se desprind următoarele constatări : suprafaţa laterală unitară (m^2/ml) pentru aer şi greutatea unitară (kg/ml) creşte în ordinea diametrelor

Tabela 1

Caracteristicile tehnice	Simbol	Unitatea de măsură	Diametrul, mm 32	50	37	44
Diametrul interior/diametrul exterior țeavă	d_1/d_2	mm	17/19	17/19	17/19	17/19
Nr. de nervuri pe unitatea de lungime		nr/ml	333	303	294	294
Suprafața laterală pe unitate pentru aer	Slap 1	m²/ml	0,3751	1,03	0,484	0,625
Suprafața laterală pe unitate pentru apă	Slap 1	m²/ml	0,0535	0,0535	0,0535	0,0535
Raportul suprafețelor laterale pe unitate	K_L	μ.r.	6,81	19,1	9	11,7
Greutatea unitară	G_1	kg/ml	0,66	1,985	1,16	1,515

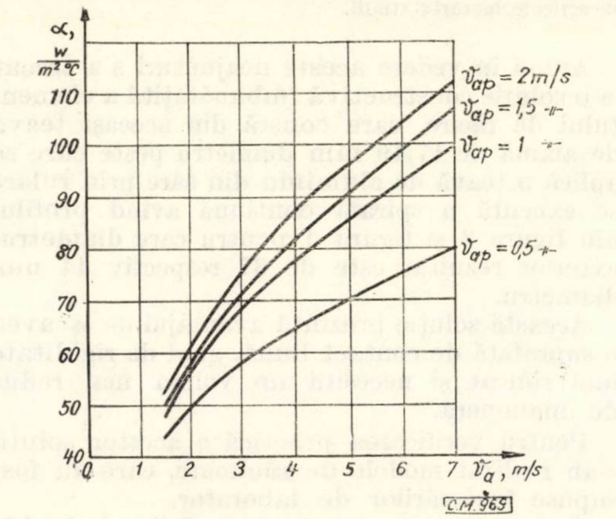


Fig. 5. Coeficientul de cedare a căldurii pentru țevi de Ø 32 cu spirală.

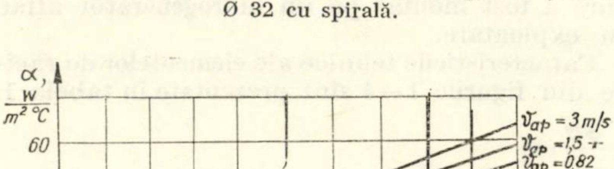


Fig. 6. Coeficientul de cedare a căldurii pentru țevi Ø 50 cu discuri ștanțate.

exterioare ale elementelor de răcire; raportul suprafețelor laterale unitare pentru aer și apă este cuprins în domeniul recomandat de literatura de specialitate $K_l = 8...15$ ur numai pentru elementele de răcire 37 și 44 mm diametru.

Caracteristicile tehnice privind coeficientul de cedare de căldură, căderea de presiune pentru aer și apă au fost ridicate experimental și sînt prezentate în figurile 5–10.

Admițînd pentru vitezele aerului și apei valorile uzuale:

$$v_{a\,min} = 2{,}5 \text{ m/s}; \quad v_{a\,max} = 5 \text{ m/s};$$

$$v_{ap\,min} = 1 \text{ m/s}; \quad v_{ap\,max} = 2 \text{ m/s}.$$

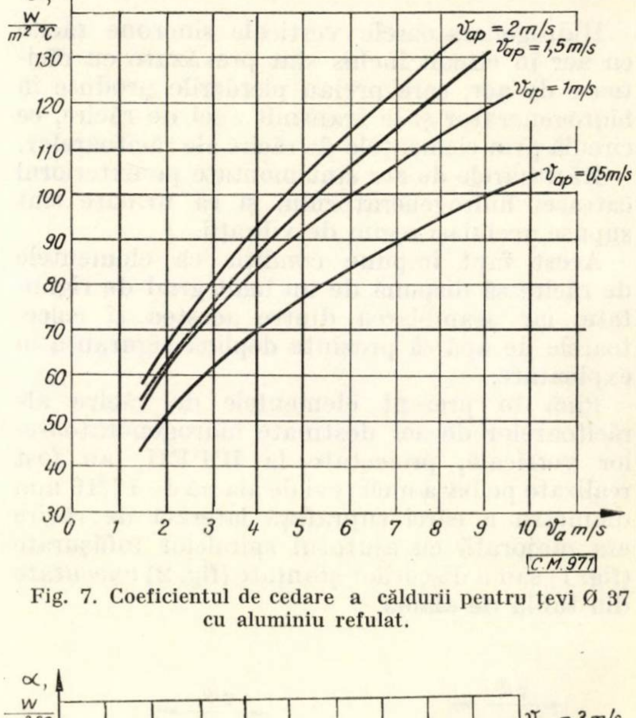


Fig. 7. Coeficientul de cedare a căldurii pentru țevi Ø 37 cu aluminiu refulat.

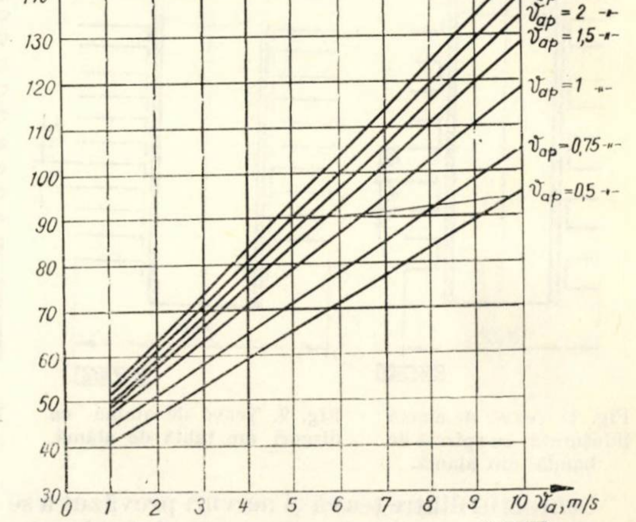


Fig. 8. Coeficientul de cedare a căldurii pentru țevi Ø 44 cu aluminiu refulat.

al căror raport este constant $v_a/v_{ap} = 2{,}5$, se poate determina capacitatea de cedare de căldură a elementelor de răcire pe unitate de lungime (1 ml), a căror curbe sînt prezentate în figura 11.

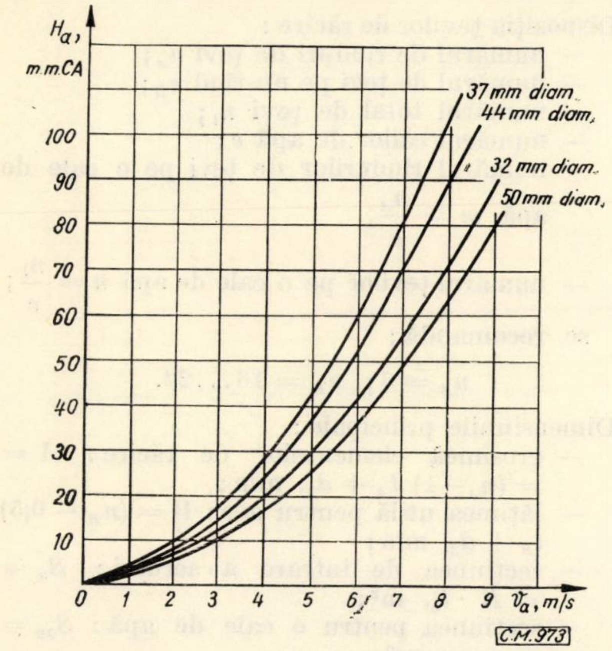


Fig. 9. Căderea de presiune a aerului la trecerea prin răcitor, pentru șase rînduri de țevi.

Din această figură se constată că elementele de răcire 44 și 37 mm diametru care sînt adoptate ca soluții constructive îmbunătățite, prezintă cele mai ridicate capacități de evacuare a pierderilor pe unitate de lungime.

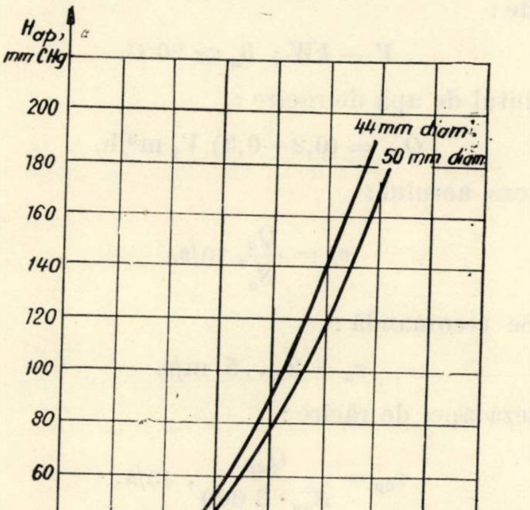


Fig. 10. Căderea de presiune a apei la trecerea prin răcitor avînd șase rînduri de țevi.

Cu aceste date se poate trece la efectuarea calculelor răcitorului de aer pentru care în anexa 1 se prezintă metoda de calcul, în anexa 2 se indică programul de calcul operabil pe calculatorul electronic de birou marca Olivetti tip Programa—101, iar în anexa 3 apare tabela cu valori calculate și măsurate în cazul unui răcitor de aer pentru pierderile nominale de 50 kW.

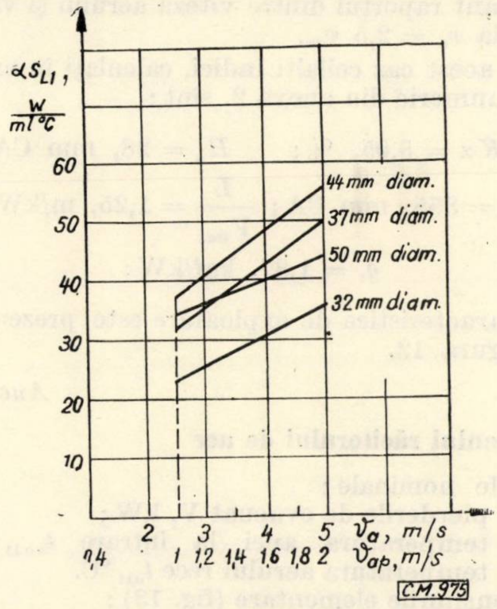


Fig. 11. Capacitatea de cedare de căldură a țevilor de răcire pentru 1 ml.

Valorile obținute sînt determinate cu ajutorul relațiilor prezentate în anexa 1.

Răcitorul de aer cu elementele de răcire de 44 mm diametru în raport cu cel de 50 mm diametru are un consum mai scăzut de material activ cu 15% și în același timp prezintă o rezervă de cedare de căldură de 20,3%, la un gabarit mai redus.

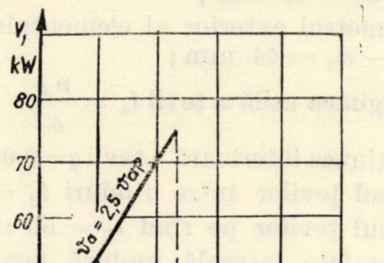


Fig. 12. Caracteristica de exploatare a răcitorului de aer.

Răcitorul de aer cu elemente de răcire de 44 mm diametru poate evacua pierderile maxime $V_{max} = 75$ kW printr-o majorare corespunzătoare a debitelor de aer şi apă păstrînd constant raportul dintre viteza aerului şi viteza apei la $v_a = 2{,}5\ v_{ap}$.

În acest caz ceilalţi indici, calculaţi în exemplul numeric din anexa 2, sînt :

$$K\alpha = 5{,}05,\ \%;\quad H_a = 28,\ \text{mm CA};$$

$$H_{ap} = 855,\ \text{mm CA};\quad \frac{L}{V_{max}} = 1{,}25,\ \text{m/kW};$$

$$g_t = 1{,}87,\ \text{kgf/kW};$$

iar caracteristica de exploatare este prezentată în figura 12.

Anexa 1

Calculul răcitorului de aer

Datele nominale :
- pierderile de evacuat V, kW ;
- temperatura apei la intrare t_{ap1}, °C ;
- temperatura aerului rece t_{a1}, °C.

Dimensiunile elementare (fig. 13) :

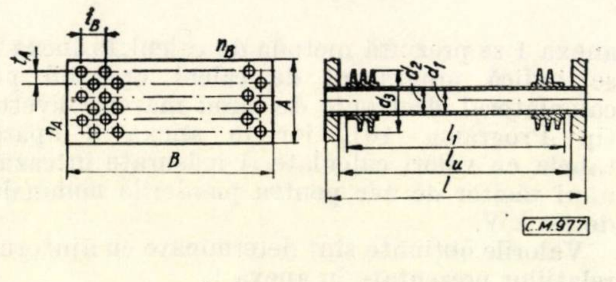


Fig. 13. Dimensiuni principale.

- diametrul interior al ţevii de alamă — $d_1 = 17$ mm ;
- diametrul exterior al ţevii de alamă — $d_2 = 19$ mm ;
- diametrul exterior al elementului de răcire — $d_3 = 44$ mm ;
- lungimea utilă a ţevii $l_u = \dfrac{n_A}{c}$;
- secţiunea interioară a ţevii $q = 0{,}000227$ m² ;
- pasul ţevilor între rînduri $t_A = 37$ mm ;
- pasul ţevilor pe rînd $t_B = 50$ mm ;
- suprafaţa laterală unitară pentru aer — $S_{la1} = 0{,}625$ m²/ml ;
- suprafaţa laterală unitară pentru apă — $S_{lap1} = 0{,}0535$ m²/ml ;
- raportul suprafeţelor laterale unitare — $K_L = 11{,}7$ ur ;
- greutatea unitară — $G_1 = 1{,}515$ kg/ml.

Valorile sînt completate pentru elementul de răcire 44 mm diametru.

Raportul suprafeţelor laterale unitare pentru aer faţă de apă se recomandă :

$$K_L = 8\ldots15\ \text{ur}.$$

Dispoziţia ţevilor de răcire :
- numărul de rînduri de ţevi n_A ;
- numărul de ţevi pe un rînd n_B ;
- numărul total de ţevi n_t ;
- numărul căilor de apă c ;
- numărul rîndurilor de ţevi pe o cale de apă $m = \dfrac{n_A}{c}$;
- numărul ţevilor pe o cale de apă $n = \dfrac{n_t}{c}$;

se recomandă :

$$n_A = 6;\quad n_B = 16\ldots22.$$

Dimensiunile principale :
- grosimea elementelor de răcire : $A = (n_A - 1)\ t_A + d_3$, mm ;
- lăţimea utilă pentru aer : $B = (n_B - 0{,}5)\ t_B + d_3$, mm ;
- secţiunea de intrare a aerului : $S_a = B \cdot l_u$, m² ;
- secţiunea pentru o cale de apă : $S_{ap} = n \cdot q$, m² ;
- lungimea utilă totală a ţevilor : $L = l_u \cdot n_t$, m ;
- suprafaţa laterală totală pentru aer : $S_{la} = S_{la1} \cdot L$, m².

Debitul de aer :

$$Q_a = \frac{V}{1{,}1 \cdot \theta_a},\ \text{m}^3/\text{s},$$

unde :

$$V - kW;\quad \theta_a \cong 20°\text{C}.$$

Debitul de apă de răcire :

$$Q_{ap} = (0{,}2 - 0{,}3)\ V,\ \text{m}^3/\text{h}.$$

Viteza aerului :

$$v_a = \frac{Q_a}{S_a},\ \text{m/s}.$$

Se recomandă :

$$v_a = 2\ldots5\ \text{m/s}.$$

Viteza apei de răcire :

$$v_{ap} = \frac{Q_{ap}}{S_{ap} \cdot 3\,600},\ \text{m/s}.$$

Se recomandă :

$$v_{ap} = 0{,}8\ldots2\ \text{m/s}.$$

Creşterea de temperatură a apei la trecerea prin răcitor :

$$\theta_{ap} = 0{,}86\,\frac{V}{Q_{ap}},\ °\text{C};$$

valori uzuale: $\theta_{ap} = 1\ldots2°\mathrm{C}$ pentru $c = 2$;
$\theta_{ap} = 3\ldots7°\mathrm{C}$ pentru $c > 2$.

Diferenţa dintre temperatura aerului şi apei:

$$\Delta t_{min} = t_{a\,1} - t_{ap\,1},\ °\mathrm{C};$$
$$\Delta t_{max} = \theta_a - \theta_{ap},\ °\mathrm{C}.$$

Diferenţa medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max}}{2{,}3 \cdot \log\left(1 + \dfrac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)},\ °\mathrm{C}.$$

Coeficientul de cedare de căldură al răcitorului:

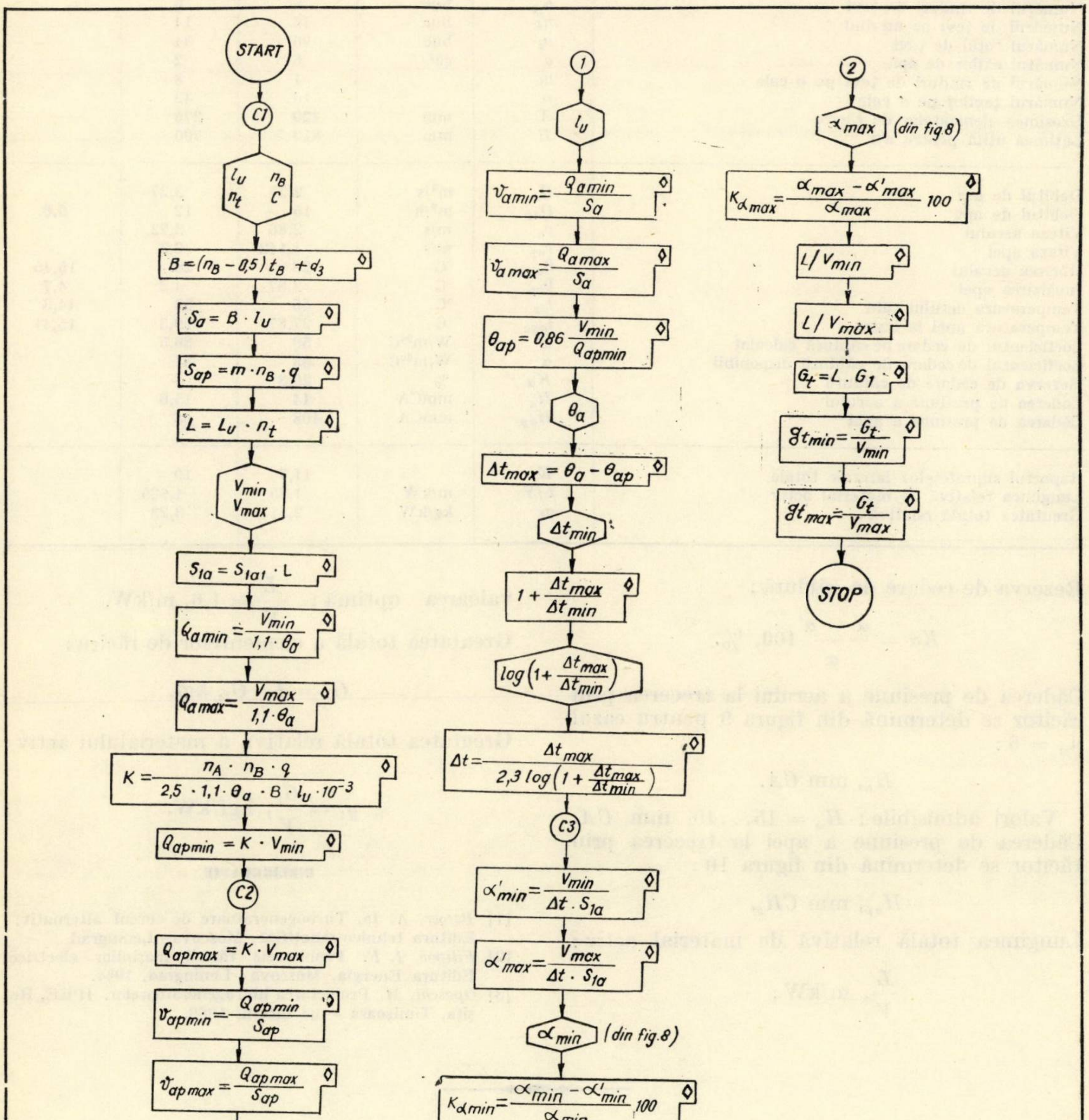
$$\alpha' - \frac{V}{\Delta t \cdot S_{la}},\quad \frac{w}{m^2\,°\mathrm{C}},$$

unde:

v — w; Δt — °C; S_{la} — m².

Coeficientul de cedare de căldură experimental se determină din figura 8.

Anexa 2


START
C1
l_U n_B n_t C
$B = (n_B - 0{,}5)\,t_B + d_3$
$S_a = B \cdot l_U$
$S_{ap} = m \cdot n_B \cdot q$
$L = L_U \cdot n_t$
V_{min} V_{max}
$S_{la} = S_{la1} \cdot L$
$Q_{a\,min} = \frac{V_{min}}{1{,}1 \cdot \theta_a}$
$Q_{a\,max} = \frac{V_{max}}{1{,}1 \cdot \theta_a}$
$K = \frac{n_A \cdot n_B \cdot q}{2{,}5 \cdot 1{,}1 \cdot \theta_a \cdot B \cdot l_U \cdot 10^{-3}}$
$Q_{ap\,min} = K \cdot V_{min}$
C2
$Q_{ap\,max} = K \cdot V_{max}$
$v_{ap\,min} = \frac{Q_{ap\,min}}{S_{ap}}$
$v_{ap\,max} = \frac{Q_{ap\,max}}{S_{ap}}$
1
1
l_U
$v_{a\,min} = \frac{Q_{a\,min}}{S_a}$
$v_{a\,max} = \frac{Q_{a\,max}}{S_a}$
$\theta_{ap} = 0{,}86\,\frac{V_{min}}{Q_{ap\,min}}$
θ_a
$\Delta t_{max} = \theta_a - \theta_{ap}$
Δt_{min}
$1 + \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}$
$\log\left(1 + \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)$
$\Delta t = \frac{\Delta t_{max}}{2{,}3\log\left(1 + \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)}$
C3
$\alpha'_{min} = \frac{V_{min}}{\Delta t \cdot S_{1a}}$
$\alpha'_{max} = \frac{V_{max}}{\Delta t \cdot S_{1a}}$
α_{min} (din fig.8)
$K_{\alpha\,min} = \frac{\alpha_{min} - \alpha'_{min}}{\alpha_{min}}\,100$
2
2
α_{max} (din fig.8)
$K_{\alpha\,max} = \frac{\alpha_{max} - \alpha'_{max}}{\alpha_{max}}\,100$
L/V_{min}
L/V_{max}
$G_t = L \cdot G_1$
$g_{t\,min} = \frac{G_t}{V_{min}}$
$g_{t\,max} = \frac{G_t}{V_{max}}$
STOP

Anexa 3

Tabela cu valori calculate şi măsurate în cazul răcitorului de aer pentru V = 50 kW cu elemente de răcire de 44 şi 50 mm diametru

	Simbol	Unitatea de măsură	Valori calculate		Valori măsurate 50 mm
			44 mm	50 mm	
Pierderile de evacuat	V	kW	50	50	40
Temperatura apei la intrare	t_{ap1}	°C	25	25	10,71
Temperatura aerului rece	t_{a1}	°C	35	35	28,95
Diametrul interior/exterior al ţevii	d_1/d_2	mm	17/19	17/19	
Lungimea utilă a ţevii	l_u	mm	970	970	
Numărul de rînduri de ţevi	n_A	buc	6	6	
Numărul de ţevi pe un rînd	n_B	buc	16	14	
Numărul total de ţevi	n_t	buc	96	84	
Numărul căilor de apă	c	căi	6	2	
Numărul de rînduri de ţevi pe o cale	m		1	3	
Numărul ţevilor pe o cale	n		16	42	
Grosimea elementelor de răcire	A	mm	229	275	
Lăţimea utilă pentru aer	B	mm	819	790	
Debitul de aer	Q_a	m³/s	2,27	2,27	
Debitul de apă	Q_{ap}	m³/h	15	12	6,6
Viteza aerului	v_a	m/s	2,86	3,22	
Viteza apei	v_{ap}	m/s	1,142	0,3	
Răcirea aerului	θ_a	°C	20	20	15,45
Încălzirea apei	θ_{ap}	°C	2,87	4,3	4,7
Temperatura aerului cald	t_{a2}	°C	55	55	44,3
Temperatura apei la ieşire	t_{ap2}	°C	27,87	29,3	15,41
Coeficientul de cedare de căldură calculat	α^1	W/m²°C	50	36,5	
Coeficientul de cedare de căldură disponibil	α	W/m²°C	63	37	
Rezerva de cedare de căldură	K_α	%	20,3	—	
Căderea de presiune a aerului	H_a	mmCA	14	15,6	
Căderea de presiune a apei	H_{ap}	mmCA	408	68	
Raportul suprafeţelor laterale totale	K_l		11,7	19	
Lungimea relativă de material activ	L/V	m/kW	1,85	1,625	
Greutatea totală relativă	g_t	kg/kW	2,81	3,23	

Rezerva de cedare de căldură :

$$K\alpha = \frac{\alpha - \alpha'}{\alpha} 100, \ \%.$$

Căderea de presiune a aerului la trecerea prin răcitor se determină din figura 9 pentru cazul $n_A = 6$:

$$H_a, \text{ mm } CA.$$

Valori admisibile : $H_a = 15...40$, mm CA. Căderea de presiune a apei la trecerea prin răcitor se determină din figura 10 :

$$H_{ap}, \text{ mm } CH_g.$$

Lungimea totală relativă de material activ :

$$\frac{L}{V}, \text{ m/kW};$$

valoarea optimă : $\dfrac{L}{V} \cong 1{,}6$, m/kW.

Greutatea totală a elementelor de răcire :

$$G_t = L \cdot G_1, \text{ kgf}.$$

Greutatea totală relativă a materialului activ :

$$g_t = \frac{G_t}{V}, \text{ kgf/kW}.$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Berger, A.* Ia. Turbogeneratoare de curent alternativ. Editura tehnico-ştiinţifică, Moscova—Leningrad

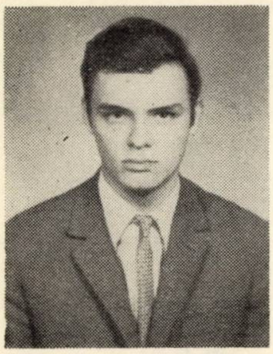
[2] *Filipov, I. F.* Problemele răcirii maşinilor electrice. Editura Energia, Moscova—Leningrad, 1964.

[3] *Opaschi, M.* Proiectarea hidrogeneratoarelor. IPEE, Reşiţa, Timişoara — uz intern, 1969.

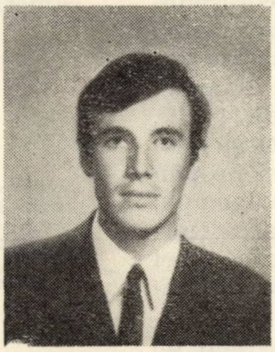
◆

CZ 620.279.12.95

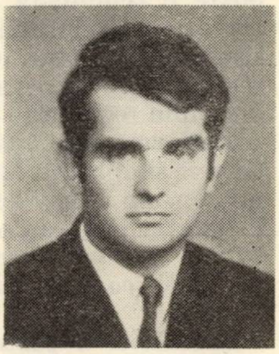
Instalaţie criogenică pentru încercări mecanice



Ing. Adrian BADEA



Ing. Mihai POP



Ing. Ioan TURCU

Mihai Pop a absolvit Facultatea de energetică a Institutului politehnic din Bucureşti în 1968. Este doctorand la Catedra cazane şi turbine cu abur (Institutul politehnic Bucureşti). Lucrează din 1968 la Institutul de cercetări electroenergetice şi pentru termoficare, ca inginer în sectorul instalaţii termoenergetice.

Adrian Badea a absolvit Facultatea de energetică a Institutului politehnic Bucureşti în 1968. Lucrează din 1968 ca asistent la Catedra centrale electrice din Institutul politehnic Bucureşti. Este doctorand la Catedra de centrale nuclearoelectrice a Institutului de energetică din Moscova.

Ioan Turcu a absolvit Facultatea de electronică şi telecomunicaţii din Institutul politehnic Bucureşti, secţia ingineri fizicieni. Este inginer în cadrul Institutului de cercetări electroenergetice şi pentru termoficare.

Actualitatea întrebuinţării materialelor metalice la temperaturi coborîte şi foarte coborîte se datoreşte procedeelor criogenice care capătă în domeniul industriei şi cercetării o importanţă din ce în ce mai mare.

Verificarea comportării fizico-mecanice a diverselor materiale la temperaturi criogenice constituie obiectul a numeroase studii şi cercetări. Se dispune astăzi de o amplă bibliografie privind variaţia caracteristicilor diferitelor metale şi aliaje într-o gamă largă de temperaturi inferioare lui 0°C. În acest sens s-au elaborat şi norme (ASME, ASTM, UNI etc.), care reglementează atît compoziţiile chimice, tratamentele termice cît şi valorile diverselor caracteristici în diferite condiţii tehnice.

Cu toate acestea nu au fost bine definite şi normalizate modalităţile de execuţie şi pregătire a încercărilor mecanice la temperaturi criogenice.

Prin prezenta se urmăreşte să se prezinte modul constructiv, funcţionarea şi cîteva principii de calcul pentru o instalaţie destinată încercărilor mecanice la temperaturi criogenice

1. Metode actuale pentru efectuarea încercărilor mecanice la temperaturi criogenice

Există actualmente diverse instalaţii destinate menţinerii unei epruvete la o temperatură criogenică constantă în tot timpul încercării.

Una dintre aceste instalaţii este cea realizată de către „NASA Levis Research Center" în care epruveta şi capetele de prindere ale maşinii de încercări sînt cufundate într-o baie de hidrogen lichid, întreg ansamblul găsindu-se într-un termostat din OL inoxidabil, cu pereţi dubli, interiorul dintre pereţi fiind umplut cu un izolant poros sub vid [1].

O altă instalaţie este dispozitivul Bettelle constituit dintr-un termostat din OL inoxidabil, cu trei camere coaxiale, una sub vid, alta externă, umplută cu azot lichid, epruveta introducîndu-se în hidrogenul lichid pe care-l conţine recipientul central.

Pe acelaşi principiu — cufundarea epruvetei într-un gaz lichid — s-au mai realizat numeroase alte instalaţii care diferă între ele prin sistemul de izolare termică, prin gazul lichefiat folosit, prin modul de prindere a epruvetei etc.

Dezavantajele tuturor acestor dispozitive constau în:

— consumul excesiv de agent refrigerent de ordinul a 12—18 l pe încercare;

— caracteristicile slabe ale izolaţiei termice;

— necesitatea unor măsuri de securitate speciale în cazul utilizării hidrogenului lichid;

— imposibilitatea varierii temperaturii de încercare.

O instalaţie mai complexă este aceea concepută de Wessel. Cu ea se pot efectua încercări între 0 şi —269°C [2].

În acest caz epruveta se află într-un vas Dewer şi este înconjurată de o ceaţă fină de He lichid care îi asigură răcirea.

Lichidul este pulverizat prin mici orificii în interiorul camerei, cu ajutorul unui clopot cilindric de aramă cu pereţi dubli. Temperatura poate fi schimbată prin modificarea corespunzătoare a debitului de lichid, datorită unui sistem de supape care îi permite menţinerea temperaturii la o valoare aleasă, prin intermediul unui reglaj electronic, cu precizie de ± 1°C.

Performanţele ridicate ale instalaţiei şi relativa ei simplitate faţă de altele care îşi propun un consum şi mai scăzut de He, ca de exemplu instalaţia Hull, au condus la concentrarea eforturilor noastre de cercetare la realizarea unei instalaţii care are la bază un principiu asemănător.

Instalaţia a păstrat principiul reglajului de temperatură într-o gamă largă de 0 pînă la —160°C, precum şi principiul răcirii treptate şi uniforme într-o atmosferă de gaz lichefiat a epruvetei de încercare.

În plus s-au cercetat şi s-au rezolvat cîteva din deficienţele sistemului Wessel, deficienţe ce se refereau în special la neuniformitatea răcirii piesei supuse încercării, cît şi la etanşarea incintei răcite.

În cele ce urmează va fi prezentată instalaţia concepută de către autori, precum şi modul de calcul a principalelor sale caracteristici.

2. Elementele componente ale instalaţiei de încercări mecanice la temperaturi criogenice

2.1. *Descrierea generală a instalaţiei*

Instalaţia de încercări mecanice la temperaturi criogenice (fig. 1) este alcătuită din elemente asamblate în trei grupe funcţionale distincte astfel :

a) camera de refrigerare, montată pe fălcile unei maşini de încercare a metalelor ;

b) sistemul de reglare a temperaturii de încercare, prin reglarea debitului de agent frigorific ;

c) sistemul de înmagazinare şi alimentare cu refrigerent.

2.2. *Modul de funcţionare a instalaţiei*

Lichidul frigorific (azot), conform figurii 1, este împins de suprapresiunea creată de azotul gazos introdus în acest scop în interiorul vasului Dewar 1, ce constituie rezervorul de alimentare cu agent frigorific al instalaţiei, în conducta de alimentare 2 a incintei frigorifice.

Aici, cu ajutorul supapei 3 se fixează debitul de agent frigorific necesar menţinerii unei anume temperaturi în camera de încercare 8, indicate de termorezistenţa 7 şi indicatorul 4. În momentul cînd s-a ajuns la valoarea dorită pentru temperatura de încercare, se trece sistemul în poziţia „automat", cînd prin intermediul unui circuit electronic 5 se transmit impulsuri corespunzătoare de reglare fină la supapa magnetică 6, care realizează astfel menţinerea constantă a temperaturii dorite în camera de încercare.

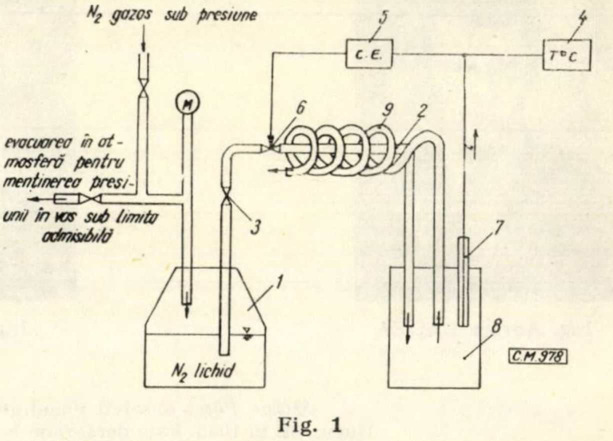

N_2 gazos sub presiune
5
4
C.E.
T°C
M
6
9
2
evacuarea în atmosferă pentru menţinerea presiunii în vas sub limita admisibilă
3
7
1
8
N_2 lichid
C.M.978

Fig. 1

Gazul evacuat din incintă este trecut printr-o serpentină de evacuare 9. Aceasta asigură recuperarea parţială a potenţialului frigorific al azotului gazos, prin crearea unui „canal de frig" în jurul conductei de alimentare 2.

Serpentina de evacuare 9 mai joacă în cursul funcţionării şi rolul de tampon pe calea de evacuare a agentului frigorific asigurînd o umplere mai bună a camerei în interior şi deci o „spălare" mai uniformă a epruvetei de încercat de către jetul de gaze. Serpentina de evacuare 9 permite, de asemenea, captarea gazului evacuat, oferind astfel posibilitatea relichefierii acestuia.

Sistemul este astfel proiectat încît să asigure un consum de 6,13 kg de azot lichid pe încercare la o temperatură de —160°C, în caz că întreaga instalaţie porneşte de la 20°C, şi dacă nu s-au mai făcut încercări anterioare care să prerăcească instalaţia.

Deoarece conducta de alimentare 2 se dimensionează pentru regimul normal de funcţionare (temperatura —150, —160°C) la temperaturi diferite de lucru, debitul de azot lichid micşorîndu-se, viteza acestuia în conductă scade şi deci azotul se va vaporiza parţial sau total pe conductă, pătrunzînd în camera de încercare ca un gaz rece. În acest caz doar mărirea conţinutului de căldură a gazului serveşte la absorbţia căldurii din sistem.

2.3. *Camera refrigerentă pentru încercări mecanice la temperaturi criogenice*

Camera refrigerentă (fig. 2) constă dintr-un corp cilindric 20, cu pereţi dubli, între care se află material izolant termic şi capacul 12, tot cu pereţi dubli, izolat cu acelaşi material. Cele două jumătăţi ale corpului cilindric sînt între ele etanşate şi rigidizate prin metode în sine cunoscute. Capacul 12 este prins de corpul cilindric 20 al camerei cu clapele 14 şi străbătut de tija fălcii superioare 11 a maşinii de încercat, de conducta de alimentare 7 a camerei refrigerente, şi de tubul termocuplei 13, fixată pe

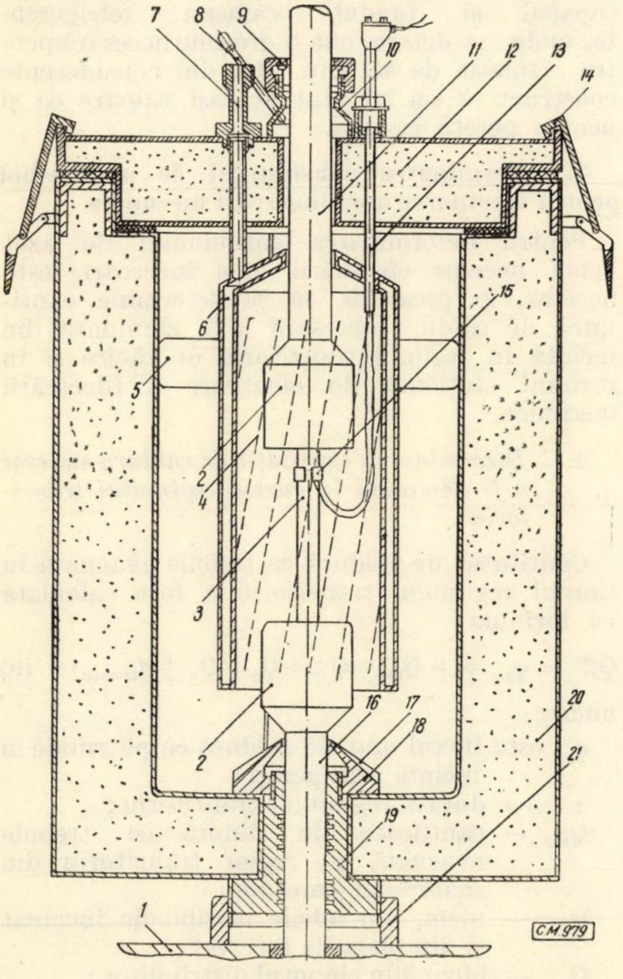


Fig. 2

epruveta de încercat 3 cu colierul 15. Pe capacu 12 este lipită pîlnia colectoare 10 prevăzută cu etanşarea cu presetupă 9, legată de conducta recuperatoare 8 ce înconjoară în spirală conducta de admisie 7.

Clopotul distribuitor 6 are pereţii dubli şi acoperă fălcile 2 şi epruveta de încercare 3. El este prins de capacul 12 prin intermediul conductei de alimentare 7 şi este ghidat în interiorul incintei de aripioarele 5 prinse de acesta.

Pe peretele interior al clopotului distribuitor 6 sînt practicate fantele 4 cu deschiderea de 0,2 mm, înclinate la 80°.

Corpul cilindrului 20 este prins de batiul maşinii prin intermediul unei bucşe cu labirinţi de etanşare 19, ce se fixează pe corpul cilindrului 20 prin intermediul unei piuliţe special profilate 18, prevăzută cu aripioare de dirijare a scurgerii gazului 17.

Bucşa este înşurubată într-un inel 21 sudat de batiul 1 al maşinii, realizînd astfel rigidizarea corpului cilindric 20 de batiul 1 al maşinii.

Cele două fălci de prindere reprezintă izvoarele principale de infiltrare de căldură, fiind în acelaşi timp organele de aplicare a sarcinii. De aici rezultă necesitatea unei deosebite atenţii în alegerea materialului care trebuie să îndeplinească următoarele condiţii :

— să aibă o rezistenţă la curgere cît mai ridicată pentru a reduce astfel la minimum masa de metal a acesteia şi secţiunea lor transversală ;

— să aibă o plasticitate convenabilă la temperaturi scăzute, pentru a evita scăparea epruvetei din fălci ;

— să aibă conductibilitate termică şi căldură specifică cît mai scăzute pentru a reduce transferul de căldură ;

— să aibă o rezistenţă la coroziune bună.

Materialul ales este conform indicaţiilor din literatura de specialitate, un oţel austenitic cu procent ridicat de Ni, Cr şi Mo şi anume : 25% Ni, 13,3% Cr, 2,72% Mo, 2,25% Ti, 0,81% Mn, 0,72% Si, 0,07% Al, 0,076% C şi restul Fe.

3. Determinarea grosimii izolaţiei camerei refrigerente

Pentru determinarea grosimii izolaţiei incintei frigorifice s-a plecat de la principiul continuităţii fluxului de căldură. În conformitate cu acest principiu, fluxul de căldură absorbit de pereţii incintei prin convecţie naturală este egal cu cel transmis spre interiorul incintei prin conductibilitate.

Transmisia căldurii prin convecţie naturală într-un mediu nelimitat poate fi reprezentată cu ajutorul formulei lui Miheev [3] :

$$Nu_g = C\,(Gr_g \cdot Pr_g)^n = \frac{\alpha_c l_0}{\lambda} \tag{1}$$

unde :

Nu_g este criteriul lui Nusselt pentru gaz ;
Gr_g — criteriul lui Grosnof pentru gaz ;
Pr_g — criteriul lui Prandtl pentru gaz ;
C — coeficient adimensional ;
n — coeficient adimensional ;
l_0 — dimensiunea caracteristică a exteriorului incintei frigorifice, m ;
λ — coeficientul de conductibilitate termică a aerului, în kcal/m · h°C ;
α_c — coeficientul de convecţie naturală, în kcal/m²h°C.

În relaţia (1) s-au înlocuit Gr_g şi Pr_g cu relaţiile cunoscute :

$$Pr_g = \frac{\nu}{a} \tag{2}$$

unde :

ν este viscozitatea cinematică a gazului, m²/s

$a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \gamma}$ — difuzivitatea termică, m²/h, în care :

γ — greutatea specifică, kg/m³ ;

C_p — căldura specifică la presiunea constantă, kcal/kg°C.

iar :

$$Gr_g = \frac{g\,\beta \Delta t\, l_0^3}{\nu^2} \tag{3}$$

unde :

g este acceleraţia gravitaţiei, m/s² ;

β — factor de corecţie pentru temperatură, 1/°K,

$$\beta = \frac{1}{273 + t}$$

t — diferenţa de temperatură în °C obţinînd pentru α_c relaţia

$$\alpha_c = \frac{\lambda C\,(g \cdot \beta \cdot C_p \cdot \gamma\, l_0^3\, \Delta\, t)^n}{(\nu\lambda)^n \cdot l_0}, \tag{4}$$

rezultînd fluxul termic transmis prin convecţie naturală de la aerul înconjurător incintei :

$$q = \pi\, d_4\, \alpha_c\, (t_e - t_4) \tag{5}$$

unde :

d_4 este diametrul exterior al incintei, m ;

t_4 — temperatura peretelui exterior al incintei, °C ;

t_e— temperatura exterioară, °C.

Egalînd acest flux cu cel prin pereţii metalici şi prin izolaţie se obţine :

$$q = \pi\, d_4\, \alpha_c\, (t_e - t_4) = \frac{t_4 - t_3}{\frac{1}{2\,\pi\,\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} =$$

$$= \frac{t_3 - t_2}{\frac{1}{2\,\pi\,\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}} = \frac{t_2 - t_1}{\frac{1}{2\,\pi\,\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_i}}. \tag{6}$$

Din acest şir de egalităţi, cunoscînd t_e, t_4 şi t_i, se poate determina t_3, t_2 şi în continuare grosimea izolaţiei :

$$\ln \frac{d_3}{d_2} = \frac{2\pi\lambda_2\,(t_3 - t_2)}{q}. \tag{7}$$

Dar $d_2 = d_3 - 2x$, unde x este grosimea izolaţiei, deci :

$$x = \frac{d_3 - d_2}{2}, \tag{8}$$

Lucrînd în cazul concret al unei incinte cu diametrul exterior, $d_4 = 300$ mm şi cu o înălţime de $I_0 = 500$ mm, considerînd temperatura în interiorul incintei −160°C, temperatura exterioară 20°C şi grosimea peretelui metalic $s = 2$ mm, s-au obţinut $q = 110$ kcal/m h, iar grosimea necesară a izolaţiei $x = 53$ mm. Calcule analoge s-au efectuat şi pentru capacul şi fundul camerei refrigerente, unde s-a determinat o grosime necesară pentru izolaţie de 48 mm, dar din considerente constructive s-a adoptat aceeaşi valoare ca şi pentru pereţii laterali.

4. Determinarea consumului de azot lichid pentru efectuarea unei încercări mecanice

Pentru determinarea consumului de azot lichid necesar efectuării unei încercări, este necesar, în prealabil, să se determine cantitatea de căldură necesară a fi eliminată din incintă în regimul tranzitoriu de răcire şi în regimul staţionar de efectuare a încercării mecanice.

4.1. *Determinarea cantităţii de căldură necesar a fi eliminată în cursul regimului tranzitoriu*

Cantitatea de căldură ce trebuie evacuată în timpul regimului tranzitoriu a fost calculată cu formula :

$$Q_{tr}^{tot} = q_{pe} \cdot \tau + Q_{mp} + Q_{fp} + Q_c + Q_a + q_{tr\,cond} \cdot \tau \tag{9}$$

unde :

q_{pe} este fluxul orar de căldură ce pătrunde în incintă prin pereţi ;

τ — durata regimului tranzitoriu ;

Q_{mp} — cantitatea de căldură ce trebuie evacuată în regim tranzitoriu din materialul pereţilor ;

Q_{fp} — idem, din fălcile maşinii de încercat şi din piesa de încercat ;

Q_c — idem, din clopotul distribuitor ;

Q_a — cantitatea de căldură conţinută în aerul din interior ce trebuie evacuată în cazul regimului tranzitoriu ;

$Q_{tr,cond}$ — cantitatea de căldură ce pătrunde prin conductibilitate prin fălcile maşinii, în regimul tranzitoriu.

Modul de calcul al fluxului de căldură transmis prin pereţi q_{pe} a fost prezentat anterior, iar dintre celelalte cantităţi de căldură din relaţia (9), numai cantitatea de căldură care pătrunde prin conductibilitate a prezentat dificultăţi de calcul, celelalte determinîndu-se cu relaţii clasice de forma :

$$Q = G\, c_p\, \Delta\, t. \tag{10}$$

Pentru determinarea cantităţii de căldură pătrunsă prin conductibilitate în fălcile maşinii, am considerat aceste fălci ca pe nişte corpuri cilindrice omogene. Pornind de la ecuaţia Fourier :

$$\frac{\partial\,\theta}{\partial t} = a\nabla\theta \tag{11}$$

unde :

θ este temperatura ;

a — difuzivitatea termică.

Scrisă în coordonate cilindrice, ecuaţia (11) se prezintă astfel :

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\,\frac{\partial \theta}{\partial r} = \frac{V_\theta}{a}. \tag{12}$$

Prin rezolvare, punînd condiţiile la limită, s-a obţinut următorul cîmp de temperaturi :

$$\theta = \theta_e - \frac{r_e^2}{2a} V_\theta \ln \frac{r}{r_e} \tag{13}$$

unde :

θ_e este temperatura la exterior ;

r_f — raza fălcii maşinii de încercat ;

V_θ — viteza de variaţie a temperaturii în timp pe care am presupus-o.

Cunoscînd că fluxul termic prin conductibilitate pentru corpul cilindric este :

$$q = -\,2\pi\lambda \frac{d\theta}{dr}\ \text{kcal/m}\cdot\text{h} \tag{14}$$

şi introducînd pentru θ valoarea din (13) s-a obţinut :

$$q_{(r=r_e)} = \frac{2\pi\lambda\, r_e}{a}\, V_\theta \tag{15}$$

relaţie cu care am calculat q_{cond}^{tr}.

4.2. *Calculul cantităţii de căldură ce trebuie evacuată în regim staţionar*

Valoarea acestei cantităţi de căldură este dată de relaţia :

$$Q_{st} = (q_{pe} + q_{cond}^{st})\ \tau_{st} \tag{16}$$

unde :

q_{pe} este fluxul de căldură pătruns prin pereţi în regim staţionar ;

q_{cond}^{st} — fluxul de conductibilitate în incintă ;

τ_{st} — durata regimului staţionar.

Valoarea lui q_{pe} nu se modifică faţă de valoarea calculului pentru regim tranzitoriu.

Pentru calculul lui q_{cond}^{st} am folosit relaţia :

$$q_{cond}^{st} = \lambda\cdot m\cdot S_t\,\theta_0\cdot th\,(\text{m}\cdot\text{l})\ \text{kcal/h} \tag{17}$$

în care :

S_t este suprafaţa secţiunii barei, m² ;

$m = \sqrt{\dfrac{\alpha U}{\lambda S_t}}$ — un coeficient cu unitatea, 1/m ;

α — coeficientul transmisiei căldurii de la suprafaţa barei la mediu ;

θ_0 — diferenţa între temperatura barei şi temperatura mediului care o înconjoară ;

λ — coeficientul de conductibilitate termică a metalului barei, kcal/m·h°C ;

u — perimetrul secţiunii barei, m.

4.3. *Consumul de agent frigorific al camerei refrigerente*

La regimul de calcul ($ti^c = -160°\text{C}$) agentul frigorific pătrunde în clopotul incintei frigorifice în stare lichidă şi deci căldura care trebuie evacuată este preluată prin vaporizarea azotului şi încălzirea acestuia cu aproximativ 30°C pînă la evacuarea din incintă.

Deci :

$$Q = G_{az}\cdot r + G_{a2}\cdot c\cdot \Delta t. \tag{18}$$

În acest caz, consumul în regim tranzitoriu va fi :

$$G_{tr} = \frac{Q_{tr}}{r + c\cdot\Delta t}\ \text{kg}, \tag{19}$$

iar cel în regim stabilizat G_{st}

$$G_{st} = \frac{Q_{st}}{r + c\,\Delta t}\ \text{kg}. \tag{20}$$

În cazul concret al camerei frigorifice proiectată de noi, considerînd durata regimului tranzitoriu de 15 min şi durata încercării de 45 min, s-a obţinut $G_{tr} = 4{,}8$ kg N_2 şi $G_{st} = 1{,}3$ kg N_2, deci un consum total de aproximativ 6 kg azot lichid pe un ciclu de încercare.

5. Sistemul de măsurare şi control al temperaturii

O altă problemă importantă este realizarea unor mijloace corespunzătoare de măsurare şi control al temperaturii.

Măsurarea în gama de temperaturi atît de joase se va face cu termorezistenţă.

Controlul temperaturii în incinta frigorifică se realizează printr-un sistem de reglare a debitului de agent frigorific (fig. 3).

Sistemul de reglare a debitului constă din supapa-ac manuală şi supapa magnetică acţionată de sistemul electronic de control al temperaturii. La acestea se mai adaugă termorezistenţa de comandă a sistemului electronic montată pe epruveta de încercare din camera refrigerentă.

Sistemul electronic funcţionează pe principiul modulării în durată a unor impulsuri de amplitudine şi frecvenţă constante. La o creştere a temperaturii, valoarea termorezistenţei TR creşte, durata impulsurilor de asemenea creşte şi puterea medie disipată pe bobina releului RL devine mai mare (deoarece creşte valoarea curentului de colector la transistorul T_9) fapt care produce anclanşarea, deschizînd astfel supapa magnetică.

Fenomenul se petrece invers la scăderea temperaturii datorită pătrunderii agentului frigorific.

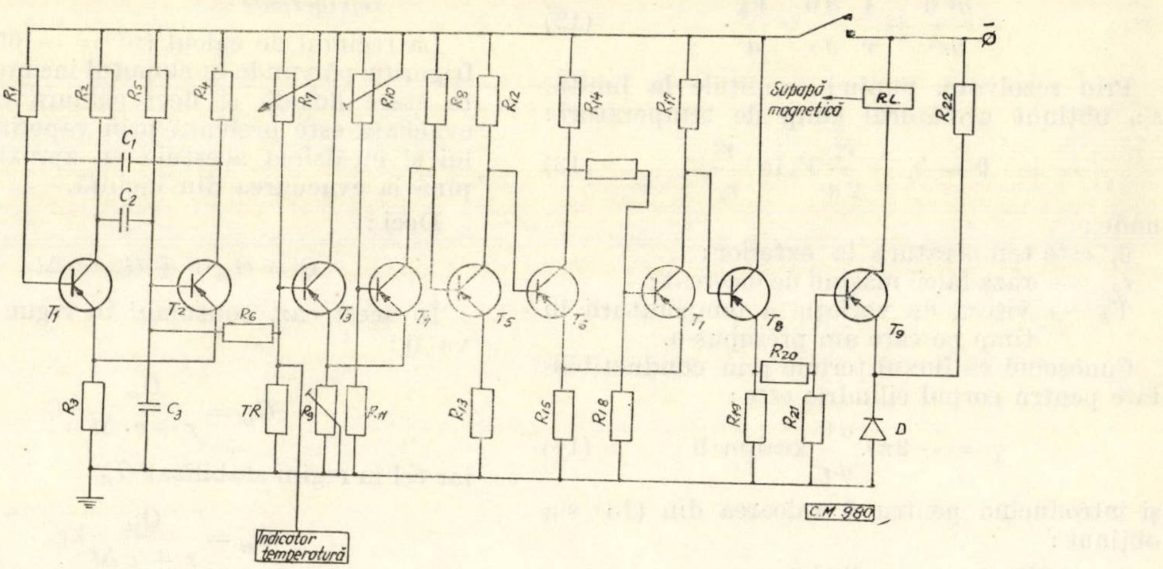


Fig. 3

Schema electrică este formată dintr-un multivibrator, un modulator, un circuit de formare a impulsurilor de comandă şi un comutator cu transistori.

Multivibratorul nesincronizat folosind transistoarele T_1 şi T_2 produce impulsuri dreptunghiulare care sînt integrate de condensatorul C_3.

La ieşirea modulatorului termosensibil format din rezistenţele R_7, R_9, R_{10} şi TR şi transistoarele T_3 şi T_4 se obţin impulsuri a căror durată este în funcţie de valorile acestor rezistenţe (reglabile după domeniul de temperaturi în care se pune releul) şi de valoarea TR, care depinde de temperatură.

Aceste impulsuri sînt amplificate de T_5 şi transformate în impulsuri dreptunghiulare de către circuitul de formare care cuprinde transistoarele T_6 şi T_7. Prin repetorul pe emitor cu T_8, impulsurile se aplică comutatorului cu transistorul T_9, în al cărui circuit colector se află bobina releului RL.

Dioda D menţine blocat T_9 în intervalul dintre două impulsuri de curent.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Canera, C.* Metodi e mezii determinazione dele caratteristiche mecaniche dei materiali a temperatura coriogeniche. Il Calore, nr. 11, 1965.

[2] *Wessel, Et.* Tension testing apparature for temperature range of — 320° to 425° t. ASTM Bulletin, nr. 211, 1956

[3] x x x Manualul inginerului termotehnician, vol. II. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

CZ 621.952.5.011 :669.715

Contribuţii la studiul aşchiabilităţii aliajelor de aluminiu la prelucrarea alezajelor

Dr. Ing. Iulian POPESCU – Şef de lucrări – Universitatea din Craiova

Iulian Popescu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Cluj, în 1961. A lucrat apoi ca inginer tehnolog la Uzina „Electroputere” — Craiova. În prezent este şef de lucrări la Universitatea din Craiova. Este doctor inginer (Institutul politehnic—Bucureşti), din 1970.

La burghierea aluminiului şi aliajelor sale se utilizează atît burghie normale cît şi burghie speciale. Burghierea cu burghie normale decurge în bune condiţii, însă prezintă următoarele dezavantaje :

— dimensiunile mici ale canalelor de evacuare a aşchiilor nu asigură o evacuare rapidă a acestora, ceea ce poate provoca ruperea burghiului ;

— rugozitatea suprafeţelor burghiului pentru oţel nu este corespunzătoare pentru burghierea aluminiului, dată fiind tendinţa aşchiilor de lipire pe burghiu.

Pentru evitarea acestor dezavantaje, la burghierea aluminiului și aliajelor sale se utilizează burghie speciale sau burghie normale cu ascuțire și lustruire specială.

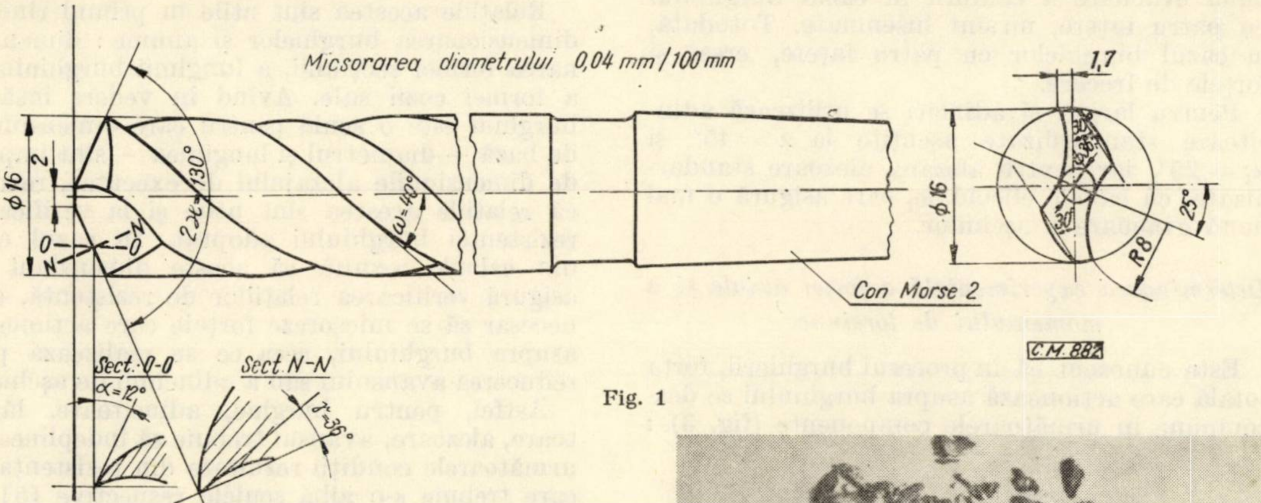


Fig. 1

În figura 1 se dă desenul unui burghiu special pentru aliaje de aluminiu; acest burghiu se deosebește de burghiele normale prin următoarele: are canalele mai adînci și mai largi; are unghiul de înclinare a spirelor mai mare (40°); are canalele și fețele de așezare lustruite.

Mărirea unghiului de înclinare a canalelor elicoidale, de la 22—30° pentru oțel la 40° pentru aluminiu, asigură de asemenea o evacuare ușoară a așchiilor.

Mărirea unghiului la vîrf de la 118°, conform STAS R 7098—64, la 130°, are ca efect obținerea unor așchii mai scurte și o reducere substanțială a momentului de torsiune care apare la burghiere, ceea ce este deosebit de important avînd în vedere că prin mărirea canalelor se stabilește secțiunea burghiului. Totodată se mărește forța axială ce acționează asupra burghiului, ceea ce însă nu este periculos, burghiul fiind mai rezistent la compresiune și flambaj decît la torsiune. Lustruirea canalelor și a fețelor de așezare ale burghiului, și deci modificarea rugozității de la $R_a = 1{,}6$ μm pentru oțel la $R_a = 0{,}8$ μm pentru aliaje de aluminiu, împiedică lipirea așchiilor pe burghiu, asigurînd o mai bună calitate a suprafeței prelucrate.

În figura 2 se prezintă comparativ așchiile obținute la așchierea, în aceleași condiții, cu burghiul special (fig. 2, *a*) și cu un burghiu normal de același diametru (fig. 2, *b*).

Se observă că așchiile rezultă mai scurte prin utilizarea burghiului special. Așchiile s-au obținut la burghierea aliajului ATSi12 cu $v = 0{,}72$ m/s; $s = 0{,}28$ mm/rot; fără lichid de așchiere; diametrul burghiului $d = 16$ mm.

Uneori, la burghierea aliajelor de aluminiu pe mașini-agregat și linii automate, se utilizează burghie cu unghiul de înclinație a spirei variabil, în scopul ruperii și evacuării ușoare a așchiilor.

Pentru burghierea alezajelor cu diametre foarte mici — de la 0,05 la 3 mm — se utilizează burghie speciale caracterizate prin canale mai mici și raze de ascuțire mai mari.

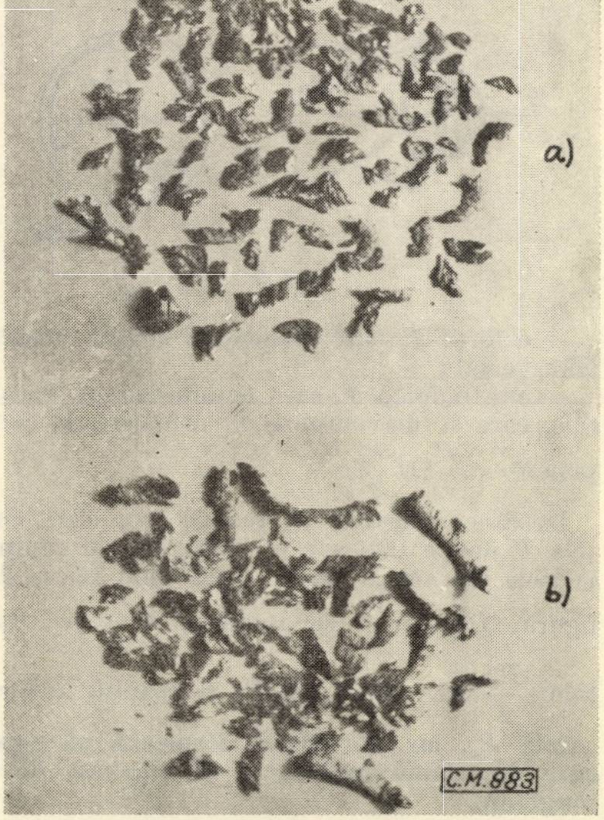


Fig. 2

În cazul burghierii aliajelor de aluminiu cu aceste burghie se recomandă următorul regim de lucru [9]:

$$v = 0{,}08 - 0{,}27 \text{ m/s};\quad s = 0{,}02 - 0{,}04 \text{ mm/rot.}$$

S-au făcut experimentări utilizînd burghie cu patru fațete la burghierea aliajelor de aluminiu şi s-a constatat că, deoarece aliajele respective au o mare conductibilitate termică şi deci o mare cantitate de căldură se evacuează cu aşchiile, avantajele, constînd într-o mai bună evacuare a căldurii în cazul burghiului cu patru faţete, nu sînt însemnate. Totodată, în cazul burghielor cu patru faţete, cresc şi forţele de frecare.

Pentru lărgiri şi adînciri se utilizează adîncitoare standardizate ascuţite la $\varkappa = 45°$ şi $\varkappa_1 = 25°$, iar pentru alezare, alezoare standardizate, cu canale elicoidale, care asigură o mai bună evacuare a aşchiilor.

Determinarea experimentală a forţei axiale şi a momentului de torsiune

Este cunoscut că în procesul burghierii, forţa totală care acţionează asupra burghiului se descompune în următoarele componente (fig. 3). :

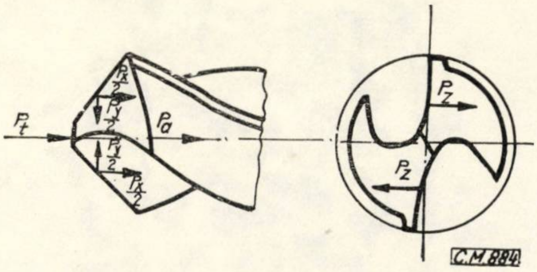


Fig. 3

— o forţă P_t care acţionează asupra tăişului transversal;

— cîte o forţă P care acţionează pe fiecare tăiş, care se descompune în următoarele componente: $\frac{P_x}{2}$ şi $\frac{P_y}{2}$.

Deoarece tăişurile au aceeaşi geometrie, forţele P de pe tăiş vor fi egale, deci şi componentele lor vor fi egale. După cum reiese din figură, forţele $\frac{P_y}{2}$ se anulează reciproc; forţele $\frac{P_x}{2}$ se adună cu P_z şi rezultă o forţă axială P_a, iar forţele P_z formează un cuplu care determină momentul de torsiune de la burghiere.

Expresiile forţei axiale şi a momentului de torsiune, exprimate cu relaţii analoge celor de la strunjire, sînt

$$P_a = C_P \cdot D^{x_P} \cdot s^{y_P}, \quad M_t = C_M \cdot D^{x_M} \cdot s^{y_M},$$

unde:

D este — diametrul burghiului, mm;
C_P, C_M — coeficienţi depinzînd de materialul de prelucrat, de geometria sculei, de răcire etc.;
s — avansul burghiului, mm/rot;
x_P, y_P, x_M, y_M — exponenţi depinzînd de materialul de prelucrat, de geometria sculei, de condiţiile aşchierii.

Relaţiile acestea sînt utile în primul rînd la dimensionarea burghielor şi anume: dimensionarea formei secţiunii, a lungimii burghiului şi a formei cozii sale. Avînd în vedere însă că burghiul este o sculă pentru care dimensiunile de bază — diametrul şi lungimea — sînt impuse de dimensiunile alezajului de executat, rezultă că relaţiile acestea sînt utile şi la verificarea rezistenţei burghiului adoptat. În cazul cînd din calcule rezultă că aceste dimensiuni nu asigură verificarea relaţiilor de rezistenţă, este necesar să se micşoreze forţele care acţionează asupra burghiului, ceea ce se realizează prin reducerea avansului sau a adîncimii de aşchiere.

Astfel, pentru burghie, adîncitoare, lărgitoare, alezoare, avansul trebuie să îndeplinească următoarele condiţii rezultate din rezistenţa pe care trebuie s-o aibă sculele respective [5]:

$$s \leqslant \sqrt[y_M]{\frac{C_1 . D^{3-x_M} \sigma_r}{1,73 . C_M . C_2 . t^{u_M}}}; s \leqslant \sqrt[y_M]{\frac{F_f}{C_P . D^{x_P} . C_3 . t^{u_P}}},$$

unde:

y_M este exponentul lui s din relaţia M_t;
C_1 — un coeficient dat de relaţia:

$$C_1 = \frac{W_P}{D^3}$$

unde:

W_p este modulul de rezistenţă polar al sculei;
D — diametrul sculei;
x_M este exponentul lui D din relaţia lui M_t;
σ_r — rezistenţa la rupere a materialului sculei;
C_M — coeficientul din relaţia lui M_t;
C_2 — coeficient de siguranţă (pentru evitarea ruperii; se ia $C = 2 - 4$);
t — adîncimea de aşchiere (la lărgire);
u_M — exponentul lui t din relaţia lui M_t de la lărgire;
y_P — exponentul lui s din relaţia lui P_a;
F_f — forţa critică la flambaj dată de relaţia:

$$F_f = \frac{KEI_{min}}{l^2},$$

unde:

K este un coeficient de stabilitate depinzînd de felul fixării burghiului (se ia în general egal cu 9,8);
E — modulul de elasticitate;
I_{min} — momentul de inerţie minim al secţiunii burghiului (pentru burghiul elicoidal este $0,0043\ D^4$);
C_P — coeficientul din expresia lui P_a;
x_P — exponentul lui D din expresia lui P_a;

C_3 — coeficientul de siguranță la flambaj;
t — adîncimea de așchiere la lărgire;
u_P — exponentul lui t din relația lui P_a de la lărgire.

Rezultă deci că determinarea relațiilor lui P_a și M_t pentru diferite condiții de așchiere, pentru diferite materiale, constituie o condiție esențială pentru stabilirea regimurilor optime de așchiere la burghiere.

Pentru determinarea experimentală a lui M_t și P_a, am folosit un aparat mecanic a cărui schemă este dată în figura 4.

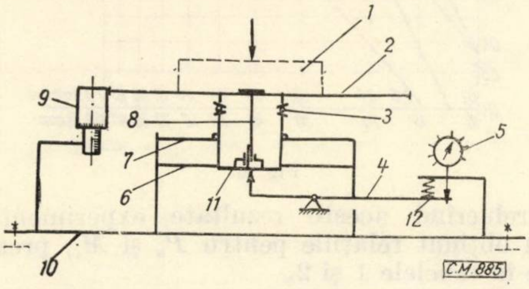


Fig. 4

Semifabricatul *1* se prinde pe masa *2* a aparatului. În contact (prin fricțiune) cu masa *2*, se află micrometrul de interior *9*, fixat de corpul 10 al dispozitivului. De masa *2* este fixată tija de torsionare *8*, schimbabilă, care glisează în bucșa *11* solidar legată cu placa *6*. Prin intermediul rulmentului axial-radial *3*, masa *2* se sprijină pe plăcile *6* și *7* solidarizate cu corpul *10* al dispozitivului. Pîrghia *4* are un vîrf în contact permanent cu placa *6*, contact impus de arcul *12*. La capătul din dreapta al pîrghiei, se află palpatorul unui comparator, fixat la rîndul său de corpul *10* al dispozitivului.

Datorită momentului de torsiune care apare la burghiere, piesa *1* caută să se rotească; fiind fixată de masa *2*, va căuta s-o rotească. Masa *2* va transmite momentul de torsiune tijei de torsiune *8* care se va deforma elastic la torsiune, permițînd deci rotirea cu cîteva grade a mesei *2*. Datorită diametrului mare al mesei *2* și diametrului mic al micrometrului *9*, ansamblul 2—*9* formează un mecanism de amplificare, astfel că cele cîteva grade de rotire a mesei *2* se vor transforma într-o rotire mai vizibilă a micrometrului *9*. Rotirea micrometrului se poate citi pe scările longitudinală și transversală ale acestuia, diviziunile corespunzînd momentului de torsiune care apare la burghierea respectivă.

Forța axială, care apare la burghiere, se transmite prin masa *2* și rulmentul *3* la plăcile elastice (din Arc 3) *7* și *6*, care se vor deforma și vor deplasa vîrful pîrghiei 4, care va acționa asupra comparatorului *5*, indicîndu-se astfel valoarea forței axiale.

Efectuînd probe cu acest aparat, am constatat că după ce burghiul a pătruns efectiv în piesa de burghiat, la regim constant (avans, turație, răcire), M_t și P_a rămîn aproximativ constante. Pe măsură ce burghiul avansează și deci pătrunde mai mult în piesă, se constată o ușoară variație a valorilor M_t și P_a, datorită frecărilor laterale dintre burghiu și piesă. Deoarece aceste variații nu depășesc 2—3% din valoarea efectivă a lui M_t și P_a, practic aceste variații se pot neglija.

Etalonarea aparatului la M_t s-a făcut prin citirea concomitentă a indicațiilor micrometrului și ale unui dinamometru cu pîrghie (tip Kontaktor CK) fixat de masa mașinii, a cărui pîrghie este deplasată de un știft de pe periferia mesei *2*; citirile s-au făcut în timpul burghierii cu diferite diametre și avansuri pentru a avea cît mai multe valori pentru determinarea curbei de etalonare. Pentru P_a, etalonarea s-a făcut utilizînd greutăți etalon și citind indicațiile comparatorului *5*.

Se precizează că experimentările s-au făcut în următoarele condiții

— alezajul de prelucrat a fost coaxial cu dispozitivul de măsurat, făcîndu-se centrarea prealabilă a sculei în orificiul existent în capătul superior al barei de torsiune montată în aparat;

— prelucrarea s-a făcut fără a utiliza lichide de așchiere;

— indicațiile aparatelor, notate, au corespuns perioadei de stabilizare a valorii respective;

— s-au utilizat burghie normale din oțel rapid, standardizate, ascuțite la $2\varkappa = 130°$ și lustruite pe canale și pe fețele de așezare;

— deoarece alezoarele cu canale drepte n-au asigurat o calitate corespunzătoare a suprafeței, s-au utilizat alezoare de mașină cu canale elicoidale;

— s-au utilizat adîncitoare elicoidale standardizate, ascuțite la $\varkappa = 45°$ și $\varkappa_1 = 25°$;

— mașina utilizată a fost o mașină de găurit radială tip VR4A — RSSC, cu preselectare a turațiilor și avansului;

— burghierea s-a făcut cu $v = 0{,}5 - 0{,}75$ m/s lărgirea cu $v = 0{,}42 - 0{,}52$ m/s și alezarea cu $v = 0{,}085 - 0{,}13$ m/s și $t = 0{,}38 - 0{,}5$ mm.

Aliajele de aluminiu utilizate la experimentări au fost următoarele:

— Aluminiu turnat (notat cu Al 99,39%):
— compoziția chimică 99,39% Al; 0,61% Si;
— duritatea 24,2 HB 2,5/31,2/30.
— Aliajul ATSi7Mg — compoziția chimică 7,67%Si; sub 0,4 Mg; sub 0,1 % Mn; 0,250% Fe; 0,05 % Ti; rest aluminiu;
— rezistența la rupere $\sigma_r = 15$ daN/mm²;
— alungirea 2,2%;
— duritatea 44 HB2,5/31,2/30;
— turnarea în cochilie;
— fără tratament termic.
— Aliajul ATSi12
— compoziția chimică 11,78% Si, rest aluminiu;

— duritatea 47,5 HB 2,5/31,2/30 ;
— turnare în cochilie ;
— fără tratament termic.

Aliajul ATCu4MgTi :
— compoziţia chimică 4,98 % Cu ; 0,243 %Si ; 0,305 % Fe ;0,493 % Mg ; 0,592 % Mn ; 0,127 %Ti ; rest aluminiu ;
— duritatea 60 HB 2,5/31,2/30 ;
— turnarea în cochilie ;
— fără tratament termic.

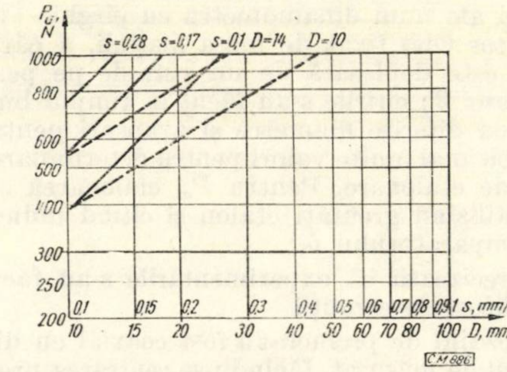


Fig. 5

Pe baza a numeroase experimentări s-a obţinut o serie de date cu ajutorul cărora am construit curbele $P_a = f(s ;D ;t)$ şi $M_t = f(s ;D ;t)$ pentru aliajele studiate.

Astfel, la prelucrarea aliajului ATSi7Mg s-au obţinut datele indicate în figurile 5 şi 6 pentru burghiere, figurile 7 şi 8 pentru lărgire.

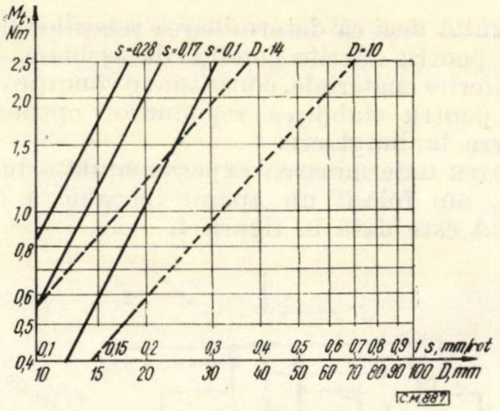


Fig. 6

Prelucrînd aceste rezultate experimentale, s-au obţinut relaţiile pentru P_a şi M_t, prezentate în tabelele 1 şi 2.

Regimuri de aşchiere

Deoarece operaţiile de burghiere, lărgire, adîncire şi alezare a aliajelor de aluminiu se execută în mod curent pe maşini-agregat şi linii automate, s-au făcut multe experimentări pentru determinarea regimurilor optime de aş-

Tabela 1

Forţa axială

	Burghiere		Lărgire			Alezare	
	$P_a = C_{Pa} \cdot D \cdot s^{x_{Pa}} (N)$		$P_a = C_{Pa} \cdot D \cdot s^{x_{Pa}} \cdot t^{y_{Pa}} (N)$			$P_a = C_{Pa} \cdot D \cdot s^{x_{Pa}} (N)$	
Aliajul	C_{Pa}	x_{Pa}	C_{Pa}	x_{Pa}	y_{Pa}	C_{Pa}	x_{Pa}
ATSI7Mg	160	0,62	17	0,72	0,48	18	0,9
ATSi12	176	0,83	20	0,96	0,9	4,7	0,8
ATCu4MgTi	540	1,2	9,7	0,5	0,62	42	1,57

Tabela 2

Momentul de torsiune

	Burghiere			Lărgire			Alezare		
	$M_t = C_{Mt} \cdot D^{x_{Mt}} \cdot s^{y_{Mt}} (Nm)$			$M_t = C_{Mt} \cdot D \cdot s^{x_{Mt}} \cdot t^{y_{Mt}} (Nm)$			$M_t = C_{Mt} \cdot D^{x_{Mt}} \cdot s^{y_{Mt}} (Nm)$		
Aliajul	C_{M_t}	x_{Mt}	y_{Mt}	C_{M_t}	x_{Mt}	y_{Mt}	C_{M_t}	x_{Mt}	y_{Mt}
Al 99,39 %	0,04	1,7	0,6	0,17	0,96	0,17	0,05	1,4	0,42
ATSi7Mg	0,026	1,96	1,15	0,14	0,96	0,36	0,053	1,4	0,84
ATSi12	0,071	1,4	0,84	0,094	1,1	0,5	0,13	1,2	1,4
ATCu4MgTi	0,134	1,4	1,1	0,136	1,22	0,08	0,04	1,3	0,92

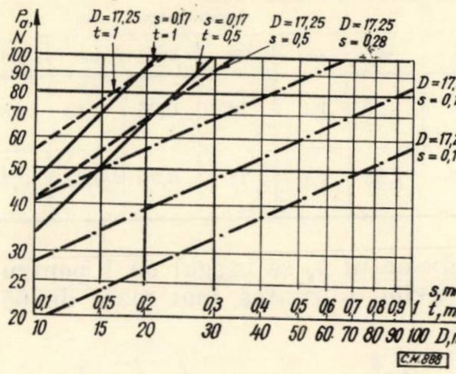


Fig. 7

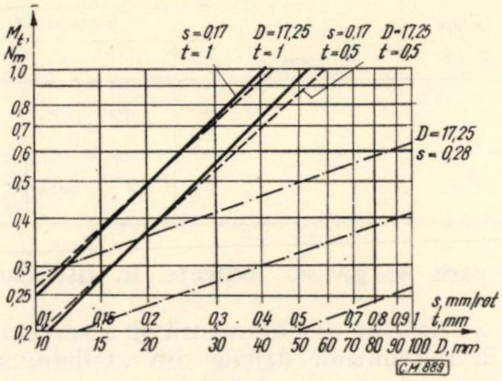


Fig. 8

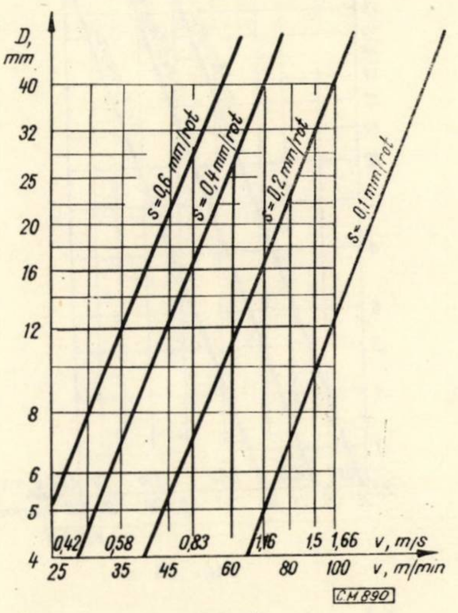


Fig. 9

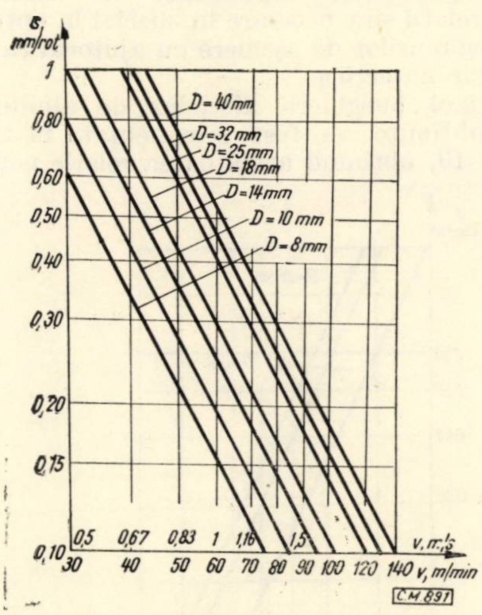


Fig. 10

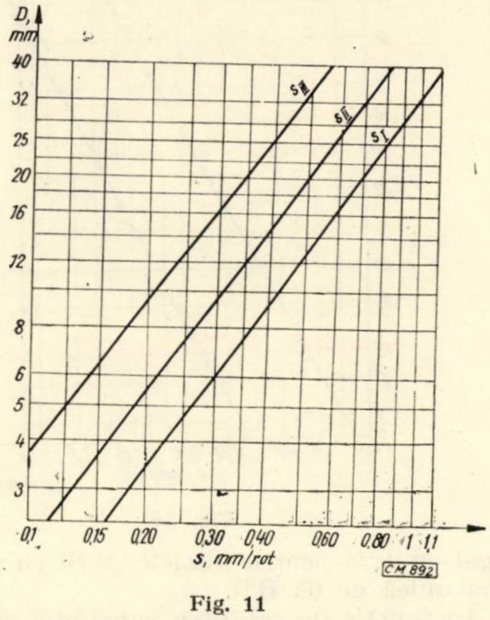


Fig. 11

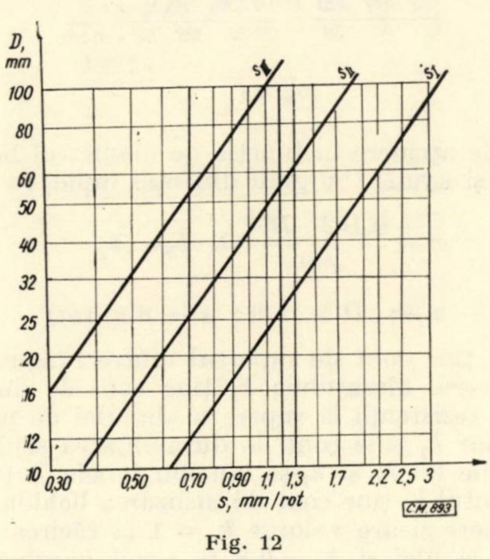


Fig. 12

Tabela 3

Scula	k_1							k_T						
	raportul L/D							durabilitatea T, min						
	pînă la	3	4	5	6	8	10	60	100	150	200	300	400	600
Burghiu		1	0,850	0,75	0,7	0,6	0,5	1,22	1,1	11	0,94	0,80	0,83	0,78
Adîncitor		1	0,9	0,85	0,8	0,7	0,65	1,28	1,1	11	0,89	0,83	0,78	0,66

chiere, care se găsesc indicate în literatură [3 ; 6].

Pe baza datelor din literatură şi a cercetării proprii a regimurilor uzuale din ateliere, am determinat relaţii cu ajutorul cărora se pot calcula parametrii regimurilor de aşchiere. Aceste relaţii sînt necesare în special la optimizarea regimurilor de aşchiere cu ajutorul calculatoarelor numerice.

În cazul burghierii aliajelor de aluminiu, datele obţinute au fost reprezentate în figurile 9 şi 10, obţinînd următoarea relaţie pentru viteza de aşchiere în funcţie de diametrul burghiului şi avans (burghiu din oţel rapid) :

$$v = \frac{0{,}162 \,.\, D^{0,4}}{s^{0,53}} \cdot k_1 . k_2 k_T . k_L$$

$(v$ — m/s ; D — mm ; s — mm/rot)

unde k_1 ţine cont de raportul dintre lungimea şi diametrul alezajului ; k_2 ţine cont de duritatea şi rezistenţa la rupere a aliajului de prelucrat, iar k_T ţine cont de durabilitatea sculei.

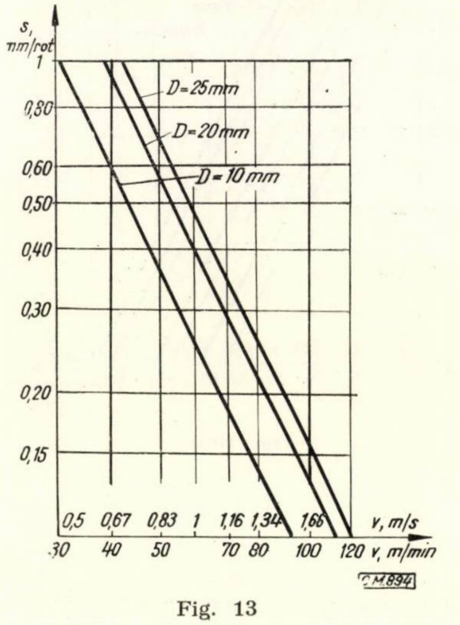


Fig. 13

Valorile lui k_1 şi k_T se iau din tabela 3 [6]. Coeficientul k_L ţine cont de utilizarea lichidului de aşchiere şi are valorile $k_L = 1$ la răcirea cu emulsie şi ulei şi $k_L = 0{,}8$ în cazul burghierii fără lichid de aşchiere.

Coeficientul k_2 se ia egal cu 1 pentru aliajele Al-Si avînd duritatea mai mare de 65 HB şi egal cu 1,25 pentru aliajele Al-Si cu duritatea mai mică de 65 HB.

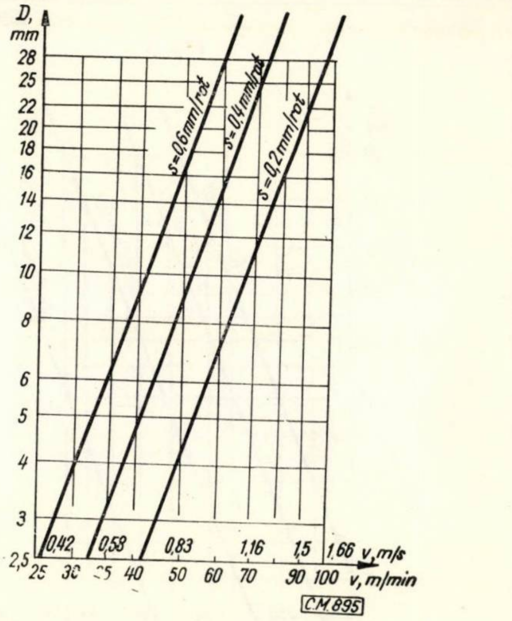


Fig. 14

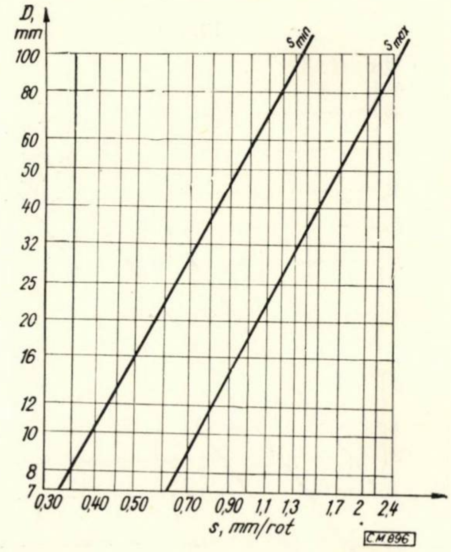


Fig. 15

În funcţie de calitatea suprafeţei şi precizia cerută, se dau trei grupe de avansuri : grupa I

— avansuri mari (calitate şi precizie slabă), grupa II-a — avansuri mijlocii (calitate şi precizie mijlocie — pentru alezaje care se filetează) şi grupa a III-a — avansuri fine (calitate bună şi precizie ridicată — pentru alezaje care se alezează). Prelucrînd datele din literatură (fig. 11) rezultă :

$$s_I = 0{,}074\ \mathrm{D}^{0{,}75};$$

$$s_{II} = 0{,}055\ \mathrm{D}^{0{,}75};$$

$$s_{III} = 0{,}037\ \mathrm{D}^{0{,}75}.$$

Deci, pentru determinarea regimului de aşchiere, se alege grupa de avansuri în funcţie de calitatea cerută suprafeţei, se calculează avansul cu relaţia corespunzătoare şi apoi se calculează viteza de aşchiere.

Pentru lărgire şi adîncire, pe baza datelor din figura 12 rezultă :

$$s_I = 0{,}117\ \mathrm{D}^{0{,}72};$$

$$s_{II} = 0{,}67\ \mathrm{D}^{0{,}72};$$

$$s_{III} = 0{,}039\ \mathrm{D}^{0{,}72}.$$

Viteza de aşchiere la lărgire şi adîncire se calculează cu următoarea relaţie, rezultată pe baza datelor din figurile 13 şi 14 :

$$v = \frac{0{,}26 \cdot D^{0{,}32}}{s^{0{,}44}} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_T k_L$$

$$(v - m/s;\ D - mm;\ s - \mathrm{mm/rot})$$

unde k_1, k_2 şi k_T au aceleaşi valori ca mai sus, iar $k_L = 1$ în cazul răcirii cu emulsie sau ulei şi $k_L = 0{,}8$ în cazul aşchierii fără lichid de aşchiere.

Avansul de alezare se alege între s_{max} şi s_{min} — în funcţie de posibilităţile maşinii-unelte şi de condiţiile de productivitate impuse fazei respective. Valorile lui s_{max} şi s_{min} se pot calcula cu următoarele relaţii determinate prin prelucrarea tabelelor existente (fig. 15) :

$$s_{min} = 0{,}108\ \mathrm{D}^{0{,}55}$$

$$s_{max} = 0{,}2\ \mathrm{D}^{0{,}55}$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Caşler, C.* ş.a. Contribuţii la cercetarea experimentală a dinamicii burghierii oţelurilor româneşti. În : Construcţia de Maşini, 18 (1966), nr. 6—7.

[2] *Enache, Şt.* ş.a. Aşchierea şi scule aşchietoare (lucrări de laborator). Bucureşti, Ed. did. şi pedag., 1967.

[3] *Feldstein, E. I.* ş.a. Rejimî rezania na tokarnîh avtomatah. Moscova, Maşghiz, 1960.

[4] *Filemon, J.* Măsurarea momentului de aşchiere care apare la găurire şi la tarodare. În : Gép, 15, nr. 6, 1963, p. 222—226 (trad. IDT).

[5] *Lăzărescu, I. D.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Ed. did. şi ped., 1964.

[6] *Manoliu, R.* Maşini agregate şi linii automate. Bucureşti, Ed. tehnică, 1965.

[7] Obşcemaşinostroitelnîe normativî vremeni i rejimov rezania na tokarno-avtomatnîe rabotî. Moscva, Maşghiz, 1959.

[8] *Popescu, I.* Contribuţii la stabilirea tehnologiei optime de prelucrare a aliajelor de aluminiu pe strunguri automate. Teză de doctorat.

[9] *Veska, K.* Cauzele uzurii şi determinarea durabilităţii tăişului la burghiele foarte mici. În : Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 9, 1967, p. 529—533.

CZ 621.436.05

Contribuţii la studiul arderii rapide în motorul diesel

Ing. Mohamed SELIM MESSELHI. (Egipt) — Institutul politehnic — Bucureşti

Selim Messelhi Mohamed a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Egipt, în 1964. A fost asistent la Institutul de petrol şi mine din Suez pînă în 1967. Este doctorand la Institutul politehnic din Bucureşti.

Arderea în motorul diesel a fost împărţită în mai multe faze, de exemplu în lucrările [1], [2] arderea a fost împărţită în trei faze, iar în altele [3] în patru faze. Această împărţire. în faze este oarecum convenţională, dar ea are ca scop principal înlesnirea studiului arderii.

Pentru studiul arderii în motorul diesel există mai multe metode şi căi bazate pe modelare [2], [4], [5], [6].

Toate aceste modele dau în fond posibilitatea calculului vitezei de ardere, adică a vitezei de degajare a căldurii.

În prezenta lucrare se propune prelucrarea legii de ardere cu ajutorul unui tratament „simili-cinetic" deoarece necunoscînd nici mecanismul real al arderii şi nici detaliile succesiunii de reacţii reale, un tratament pur cinetic este deocamdată imposibil.

Acest tratament simili-cinetic elaborat de autor comportă în mare două modele, dintre care în lucrarea de faţă se va prezenta numai modelul denumit „cinetic temporal".

Pentru descrierea modelul cinetic temporal este necesară în prealabil definirea fazei de „ardere rapidă".

Prin intermediul analizei legii de degajare a căldurii, precum şi a fotografierii rapide a proceselor de ardere se observă că, în cazul motoarelor cu injecţie directă, viteza maximă de ardere are loc foarte curînd după aprindere (fig. 1-a), consecinţă a unei propagări foarte rapide a flăcării cu caracter difuziv turbulent, pe un amestec preformat. S-a observat o redusă intensitate luminoasă a flăcărilor emise.

Acestea sînt caracteristicile fazei de ardere rapide numite şi prima fază a arderii (α_1). După legea vitezei degajării de căldură ($\dot{q}$) se poate afirma că faza ardere rapidă, α_I are o durată de 2—5° *RAC* (fig. 1), din momentul începerii degajării de căldură pînă cînd viteza de degajare începe să scadă, deoarece după aceea rolul hotărîtor nu-l mai are latura cinetică a arderii, ci aceea fizică, mai ales aceea a amestecării.

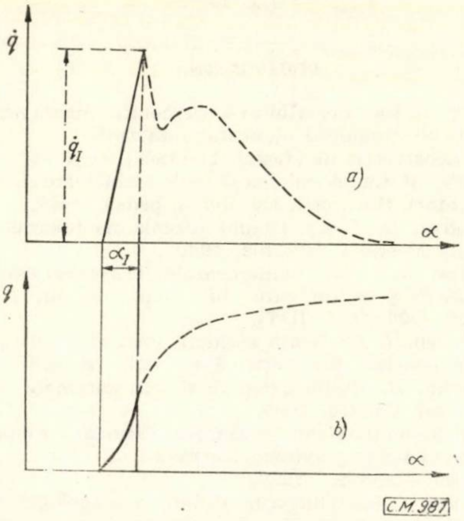


Fig. 1

Se cunoaşte faptul că prin viteza de ardere se înţelege ritmul temporal în care este cuprinsă în reacţie, în mod real, substanţa combustibilă.

Viteza de ardere depinde de viteza de reacţie (w_r) precum şi de alţi factori care pot fi la fel sau chiar mai importanţi. Astfel, viteza de ardere este

$$w_a = f\,(w_r,\ \omega')$$

în care ω' este intensitatea turbulenţei. La motorul cu aprindere prin comprimare în general

$$w_a = f\,(w_r,\ w_{am}),$$

în care w_{am} este viteza de amestecare.

Se utilizează în mod curent şi viteza de degajare a căldurii de ardere

$$\dot{q} = \frac{d\,q}{d\,\tau} = w_a \cdot Q_r$$

în care Q_r este căldura de reacţie.

Cînd dependenţele lui Q_r de condiţiile arderii sînt necunoscute sau neimportante, se poate pune convenţional

$$\dot{q} = \frac{d\,q}{d\,\tau} = w_a \cdot Q_i$$

în care Q_i este puterea calorică a combustibilului.

Prin urmare

$$\dot{q} \sim w_a$$

adică viteza de ardere poate fi reprezentată de către viteza de degajare a căldurii.

Prima fază de ardere este caracterizată prin propagarea unei flăcări pe amestecuri preformate şi cu o structură chimică mult avansată spre aprindere şi ardere. Acest tip de amestec este denumit în continuare „amestec prereactiv".

În aceste condiţii, viteza de ardere este dependentă de viteza de propagare a lanţurilor reactive purtate de elemenţii reactivi de tipul celor existenţi în amestecurile prereactive; ca urmare se poate pune:

$$w_a \sim \tau^y$$

în care τ este timpul, iar y este un exponent cvasi-cinetic.

Deci

$$\dot{q} \sim \tau^y$$

ştiind că $\alpha = f\,(\tau)$ se mai poate scrie

$$\dot{q} \sim \alpha^y$$

sau

$$\boxed{\dot{q} = m\,\alpha^y} \tag{1}$$

în care m este un coeficient de natură cinetică.

Cazul $y = 1$. Relaţia (1) devine

$$\dot{q} = m \cdot \alpha \tag{2}$$

Cum $\dot{q} = \dfrac{d\,q}{d\,\alpha}$ şi deci $dq = m \cdot \alpha \cdot d\alpha$

se vede că

$$\dot{q} = \frac{m}{2}\,\alpha^2\,. \tag{3}$$

Coeficientul m devine coeficient unghiular

$$m = \frac{\dot{q}}{\alpha}\cdot \tag{4}$$

sau

$$m = \frac{2\,q_I}{\alpha_I^2}\cdot \tag{5}$$

Ultimele două relaţii sînt echivalente, deoarece q_I este suprafaţa unui triunghi, în cazul considerat:

$$q_I = \frac{1}{2}\dot{q}_I\,\alpha_I\,.$$

Calculul fazei I se poate deci organiza dacă se cunosc următoarele date : ($\dot{q}$, α_I) sau (q_I, α_I).

Cazul $y \neq 1$. Din relația (1) rezultă :

$$\dot{q} = \frac{d\,q}{d\,\alpha} = m \cdot \alpha^y$$

sau

$$dq = m \cdot \alpha^y \cdot d\alpha$$

de unde

$$q = \frac{m}{y+1} \cdot \alpha^{y+1}.$$

Din experiențele făcute la diferite sarcini și turații, autorul a constatat o variație a lui y

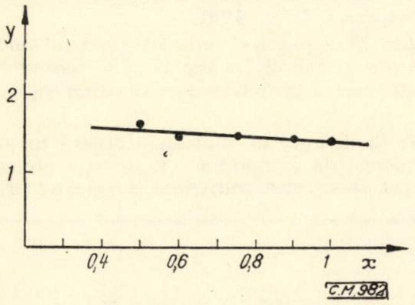


Fig. 2

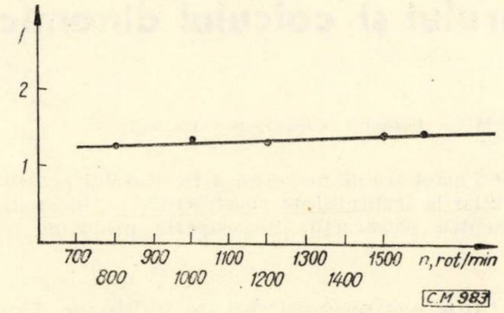


Fig. 3

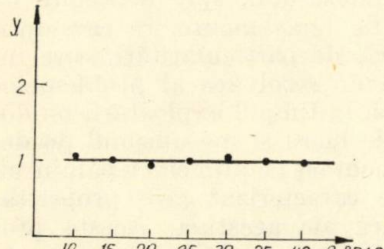


Fig. 4

între 1,55 și 1,4 în funcție de sarcină și între 1,25 și 1,50 în funcție de turație (700—1800 rot/min).

Valoarea lui y este egală cu 1 la diferite avansuri uzuale. Ca urmare se pot recomanda proiectantului aceste valori ale lui y, arătate în diagramele din figurile 2, 3, 4.

Prin aplicația metodei de calcul arătată la diferite sarcini $\varkappa$, turații n, și avansuri β, diferențele dintre vitezele de degajare a căldurii calculate cu $y \neq 1$ și cele experimentale sînt neînsemnate, după cum se poate vedea din figurile 5, 6, 7.

Aceste diferențe sînt reduse chiar și în cazul în care s-a luat $y = 1$, după cum se arată în figura 5.

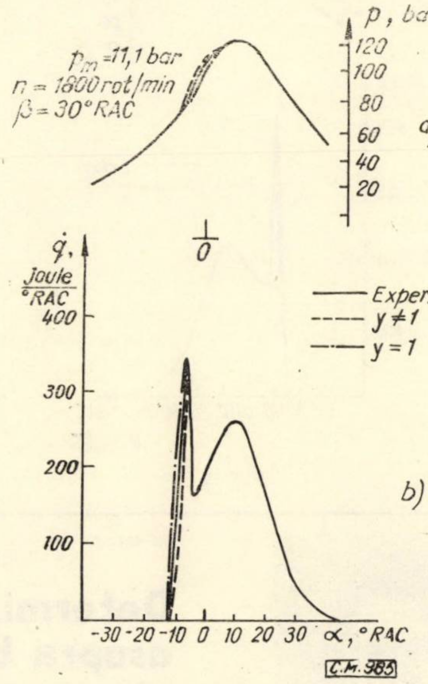


Fig. 5

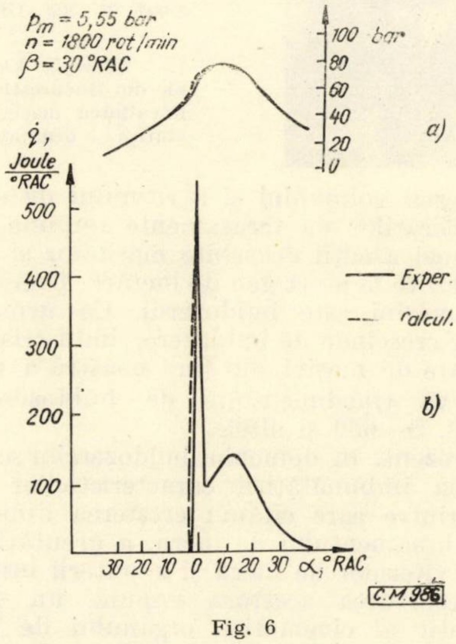


Fig. 6

Toate aceste diferențe dintre mărimile calculate și cele experimentale ale lui $\dot{q}$ provoacă diferențe și mai neînsemnate la nivelul diagramelor $p - \alpha$, determinate experimental sau calculate (cu ajutorul valorilor $\dot{q}$ calculate). Această situație apare clar din figura 5-*a*, 6-*a*, 7-*a*.

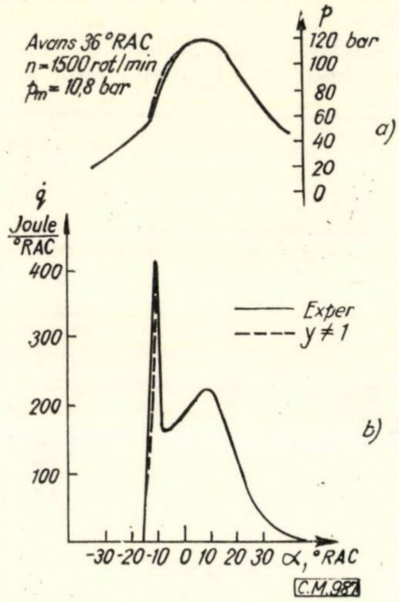


Fig. 7

În concluzie, metoda prezentată poate fi folosită pentru predeterminarea variației presiunii gazelor în faza rapidă de ardere a motorului diesel.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Shipinski, I., Uyehara, O. A.* Experimental correlation between state of injection and rate of heat release in diesel engines. In : ASME, 12—16 mai, 1968.

[2] *Grigg, H. C., Syed, M. H.* The problem of predicting rate of heat release in diesel engines. In : ASME, 16 ian 1970.

[3] *Shipinski, I., Myers, P. S., Uyehara, O. A.* A spray droplet model for diesel combustion. In : ASME, 31 oct 1969.

[4] *Austen, S., Lyn, W. T.* Relation between fuel injection and heat release in a diesel injection engine. In : Proc. Inst. Mech. Engineers, 1960—1961.

[5] *Aramă, C., Selim, M.* A physical and mathematical model of the combustion in the diesel engine. The second international conference of the internal combustion engines, București.

[6] *Apostolescu, N.* Contribuții la modelarea arderii în motorul cu aprindere prin comprimare și injecție directă. Teză de doctorat, Institutul politehnic București, 1971.

CZ 621.879

Determinarea forțelor care acționează asupra buldozerului și calculul dinamic al acestuia

Conf. dr. ing. Gheorghe VLASIU – Institutul de construcții – București

Gheorghe Vlasiu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din București. Este conferențiar la Institutul de construcții din București, Facultatea mașini și utilaje pentru construcții. Preocupări : probleme de statica și dinamica mașinilor.

Creșterea volumului și a ritmului de execuție a lucrărilor de terasamente impune acordarea unei atenții deosebite mașinilor și utilajelor folosite la acest gen de lucrări. Una dintre aceste mașini este buldozerul. Ca urmare a nevoilor crescînde de buldozere, industria constructoare de mașini din țara noastră a asimilat cîteva tipodimensiuni de buldozere, ca S—1300, S—650 și altele.

În prezent, în domeniul buldozerelor se pune problema îmbunătățirii caracteristicilor acestora, printre care cităm : creșterea dimensiunilor echipamentului de lucru, a greutății mașinii, a vitezelor de lucru și a puterii instalate etc. Rezolvarea acestora impune un studiu amănunțit al cinematicii organului de lucru, precum și rezolvarea unor probleme de statica și dinamica buldozerului în ansamblu, în scopul determinării forțelor reale care apar în timpul exploatării acestei mașini.

În articol se folosește experiența acumulată pînă în prezent în acest domeniu, în scopul obținerii unei metodologii unice pentru determinarea forțelor care acționează asupra elementelor echipamentului de buldozer. Condițiile de exploatare ale buldozerului, spre deosebire de ale altor mașini de terasamente, se caracterizează printr-o serie de particularități, care influențează modul de rezolvare al problemelor menționate. Astfel, în timpul exploatării buldozerului, organul de lucru și mecanismul de deplasare se află în contact nemijlocit cu pămîntul, contact care este caracterizat prin proprietățile fizico-mecanice ale acestuia. Aceste proprietăți determină rezistențele la săpare și la rularea mecanismului de deplasare, precum și forța de tracțiune ; toate acestea se influențează reciproc.

De asemenea, în timpul exploatării buldozerului, lama acestuia poate să pătrundă mult în pămînt și eventual să întîlnească diferite obstacole ca rădăcini, resturi de fundații etc. În aceste condiții, solicitările din organul de lucru și din elementele schemei cinematice iau valori maxime.

Se menționează că anumiți factori, cum sînt schimbarea rezistențelor la săpare și a celor la rulare, precum și forța de tracțiune fac ca buldozerul să lucreze în regim tranzitoriu în cea mai mare parte a ciclului său.

Funcţionarea maşinii în astfel de condiţii determină apariţia forţelor de inerţie, a căror direcţie coincide cu direcţia de deplasare a buldozerului, ceea ce face ca asupra echipamentului să acţioneze o reacţiune suplimentară a pămîntului. Ca urmare a acestui fapt, valoarea componentei tangenţiale a rezistenţei de săpare devine mai mare decît valoarea sa maximă pentru funcţionarea buldozerului în regim staţionar. Astfel de fenomene sînt de regulă luate în considerare prin introducerea unui coeficient dinamic, care nu are o fundamentare ştiinţifică, avînd la bază numai caracterul procesului de lucru.

Folosirea acestui coeficient dinamic nu reflectă întru totul realitatea, deoarece mărimea lui este de fapt determinată de masa şi de constanta elastică a elementelor echipamentului de lucru şi a obstacolului.

Neluarea în considerare, la calculul echipamentului de buldozer, a fenomenelor menţionate conduce la supradimensionarea acestuia, la consumuri energetice mari şi la scăderea productivităţii maşinii.

Stabilirea factorilor de influenţă a coeficientului dinamic poate fi făcută pe baza studiului fenomenelor care au loc în timpul exploatării buldozerului, fenomene determinate de caracterul oscilatoriu al proceselor din elementele transmisiei şi ale construcţiei metalice, de influenţa jocurilor etc.

În continuare se vor studia fenomenele care au loc la contactul dintre lamă şi pămînt, dintre mecanismul de deplasare şi sol, precum şi influenţa exercitată de starea tehnică a organului de lucru, de înclinarea căii de deplasare a buldozerului, în scopul determinării forţelor rezistente (fig. 1).

1. *Determinarea rezistenţelor ca urmare a contactului dintre lamă şi pămînt, datorite tăierii pămîntului şi deplasării prismei de pămînt şi influenţate de starea tehnică a organului de lucru*

a) *Buldozer cu lamă fixă.* Rezistenţa datorită tăierii pămîntului (fig. 2) este dată de relaţia:

$$P_1 = K_t F = K_t LC, \tag{1}$$

în care K_t este rezistenţa specifică la tăiere;

L — lungimea lamei;

C — grosimea brazdei tăiate.

Rezistenţa datorită frecărilor dintre prisma de pămînt şi suprafaţa pe care aceasta se deplasează (fig. 1) este dată de relaţia:

$$P_2 = V_{ef}\gamma\mu_1 = G_{pr}\mu_1, \tag{2}$$

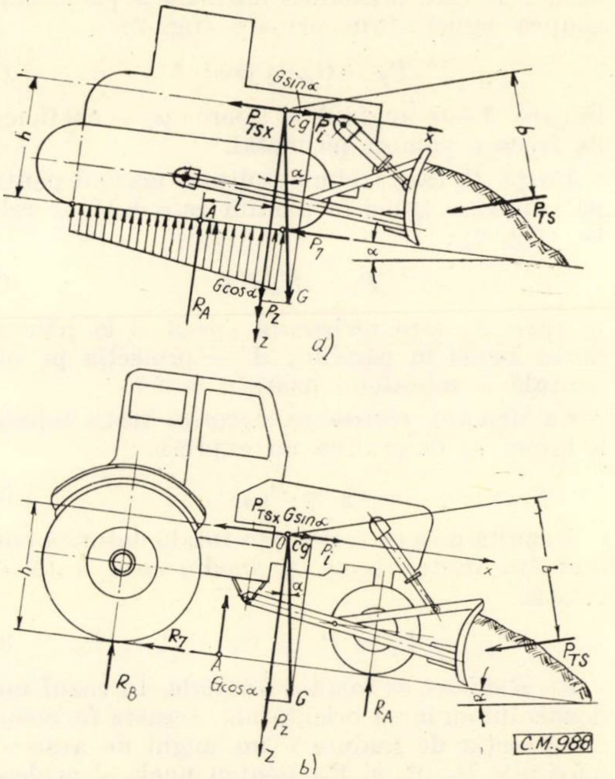


Fig. 1. Schemă pentru determinarea forţelor care acţionează asupra buldozerului.

în care V_{ef} este volumul prismei de pămînt; γ — greutatea specifică a pămîntului; μ_1 — coeficientul de frecare pămînt pe pămînt; G_{pr} — greutatea prismei de pămînt.

Dacă se consideră că unghiul de înclinare al prismei este egal cu unghiul de taluz natural, volumul primsei este: $V = AL$, în care L este lungimea lamei; A — aria secţiunii transversale a prismei, dată de relaţia:

$$A = \frac{1}{2} H^2 \operatorname{tg} \varphi, \text{ relaţie în care:}$$

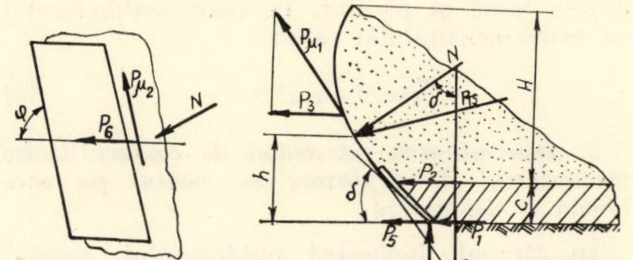


Fig. 2. Schemă pentru determinarea rezistenţelor care acţionează asupra organului de lucru.

H este înălţimea lamei; φ — unghiul taluzului natural.

Rezistenţa datorită frecărilor ca urmare a deplasării prismei de pămînt transversal pe lama P_3 depinde de forţa de frecare $P\mu_1 = N\mu_2$, unde: N este presiunea normală a pămîntului asupra lamei. Prin urmare (fig. 2).

$$P_3 = G_{pr} \mu_2 \cos^2 \delta, \tag{3}$$

în care δ este unghiul de tăiere; μ_2 — coeficient de frecare pămînt pe metal.

Forţa P_4 care trebuie aplicată normal pentru pătrunderea lamei în pămînt este dată de relaţia (fig. 2):

$$P_4 = K_2 A'; \tag{4}$$

în care K_2 este rezistenţa specifică la pătrunderea lamei în pămînt; A' — proiecţia pe orizontală a suprafeţei uzate a lamei.

Ca urmare, rezistenţa datorită stării tehnice a lamei se determină cu expresia:

$$P_5 = P_{4\mu_2}. \tag{5}$$

Rezultă deci că rezistenţa totală datorită contactului dintre lamă şi mediu este dată de relaţia:

$$P_{TSx} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5. \tag{6}$$

b) *Buldozer cu lamă orientabilă.* În cazul buldozerului cu lamă orientabilă, aceasta formează cu direcţia de înaintare un unghi de atac φ'; mărimile P_1, P_2 şi P_3, pentru unele şi aceleaşi condiţii de lucru şi aceeaşi lungime L a lamei şi înălţimea H, vor fi mai mici decît în cazul lucrului cu buldozerul cu lamă fixă. Aceste rezistenţe se determină cu următoarele relaţi:

$$P'_1 = P_1 \sin\varphi'; \quad P'_2 = P_2 \sin\varphi';$$
$$P'_3 = P_3 \sin\varphi'.$$

În timpul exploatării acestui buldozer apare şi o rezistenţă P_6 datorită frecărilor ca urmare a deplasării prismei de pămînt în lungul lamei $P\mu_2$ şi pe sol P_2:

$$P_6 = (\mu_1 G_{pr} \sin \delta) \mu_2 \cos \varphi. \tag{7}$$

Astfel, rezistenţa totală datorită contactului dintre lamă şi pămînt, în cazul buldozerului cu lamă orientabilă, este:

$$P'_{TSx} = P_{TSx} + P_6. \tag{8}$$

2. *Determinarea rezistenţei de contact dintre mecanismul de deplasare şi mediul pe care acesta se deplasează*

În timpul deplasării buldozerului, asupra acestuia acţionează forţa de săpare P_{TS}, greutatea G a buldozerului; dacă maşina se deplasează pe o suprafaţă înclinată, această forţă se descompune în componentele $G \cos\alpha$ şi $G \sin\alpha$ (fig. 1).

În timpul exploatării buldozerului cu şenile apare reacţiunea pămîntului ca urmare a greutăţii maşinii şi datorită acţiunii componentei verticale a forţei de săpare P_z.

Aceaste reacţiuni sînt normale la suprafaţa de deplasare şi au valori diferite în lungul şenilelor. Obişnuit, diagrama acestor reacţiuni are forma trapezoidală. Rezultanta presiunilor specifice R_A (fig. 1) este normală la suprafaţa de sprijin şi este dată de relaţia:

$$R_A = G \cos\alpha + P_z. \tag{9}$$

În acelaşi timp apar şi reacţiunea P_7, datorită rezistenţelor la rulare, şi forţa de aderenţă a mecanismului de deplasare cu pămîntul T_a (forţa de tracţiune din condiţiile de aderenţă). Aceste forţe apar la fiecare din elementele şenilei, iar pentru simplificarea calculelor se consideră că forţele acţionează la roţile de sprijin din faţă. Valoarea forţei P_7 este:

$$P_7 = R_A s = (G \cos\alpha + P_z)s, \tag{10}$$

în care s este coeficientul de frecare la deplasare; G — greutatea buldozerului; α — înclinarea suprafeţei de deplasare.

Cînd avem mecanism de deplasare pe pneuri, reacţiunile normale apar atît la roţile din faţă cît şi la cele din spate.

Cînd are loc deplasarea buldozerului pe pneuri, reacţiunile normale ale mediului la cele două roţi vor fi R_1 şi R_2. Rezultanta acestor reacţiuni, de asemenea trece prin centrul presiunilor. În acest caz, valoarea lui R_A poate fi determinată cu ajutorul formulei (9), iar valoarea lui P_7 cu formula (10), caz în care s este coeficient de frecare la rulare.

După cum rezultă din relaţia (10), valoarea forţei de tracţiune, determinată din condiţia de aderenţă, depinde atît de greutatea maşinii cît şi de componenta verticală P_z a rezultantei rezistenţelor la săpare.

Pentru determinarea lui P_z este necesară cunoaşterea punctului de aplicaţie şi direcţiei rezultantei P_{Ts}. S-a stabilit experimental că acesta se află la o distanţă h faţă de marginea tăietoare a lamei. În cazul pămînturilor compacte, $h = 0{,}17\ H$, unde H este înălţimea lamei, iar în cazul celor afînate, $h = 0{,}27\ H$. Direcţia rezultantei depinde de unghiul de săpare, de starea materialului şi de starea tehnică a organului de lucru. În cazul pămînturilor compacte, P_{Ts} are direcţia spre sol şi formează cu orizontala un unghi de 12...21°, iar în cazul celui afînat, are direcţia fie spre sol, fie în partea opusă, unghiul fiind de 0...6° faţă de orizontală.

Forţa de aderenţă T_a este egală cu produsul dintre reacţiunea normală R_A, care acţionează asupra mecanismului de deplasare, şi coeficientul de aderenţă. Pentru ca maşina să nu patineze este necesar ca forţa de aderenţă să fie tot timpul mai mare decît forţa dezvoltată la roata motoare. Componenta greutăţii maşinii paralelă cu suprafaţa de deplasare P_x (fig. 1) este:

$$P_x = G \sin\alpha. \tag{11}$$

În timpul deplasării maşinii apar şi forţe de inerţie P_i (fig. 1). Pentru mişcarea rectilinie aceste forţe se determină cu:

$$P_i = - a_x m, \qquad (12)$$

unde m este masa maşinii; a_x — acceleraţia centrului de greutate al maşinii.

În acest mod, în timpul lucrului cu buldozerul în condiţii normale, forţa de tracţiune se determină cu relaţia (fig. 2):

$$T = P_{TSx} + (G \cos \alpha \pm P_z)\, s \pm G \sin \alpha + \frac{G}{g} a_x. \qquad (13)$$

Pentru folosirea eficientă a puterii instalate a buldozerului în timpul exploatării acestuia, trebuie să existe inegalitatea sau la limită egalitatea:

$$T \leqslant T_m \leqslant T_a, \qquad (14)$$

în care T_a este forţa de aderenţă, iar T_m este forţa de tracţiune la roata motoare.

Dar, aşa cum s-a menţionat anterior, în timpul exploatării buldozerului se pot ivi situaţii care să producă scăderea vitezei maşinii, fenomen care determină apariţia forţelor dinamice din elementele maşinii. La determinarea acestor forţe se presupune că masa şi constanta elastică a maşinii şi a obstacolului sînt constante. De asemenea, trebuie avut în vedere caracterul contactului reciproc dintre mecanismul de deplasare şi mediu. Din acest punct de vedere pot exista două situaţii la întîlnirea de către buldozer a obstacolului:

— oprirea motorului, înainte ca şenilele sau roţile motoare să patineze ($T_m < T_a$);

— patinarea şenilelor sau a roţilor motoare, înainte cu motorul să se oprească ($T_m > T_a$).

Pentru determinarea forţelor dinamice se foloseşte metoda de reducere, considerîndu-se buldozerul şi obstacolul ca un model mecanic format din două mase rigide, legate între ele cu un element elastic, de masă neglijabilă (fig. 3).

În figura 3 s-a notat cu m_1 — masa maşinii; m_2 — masa obstacolului, care în raport cu masa buldozerului se consideră infinit de mare sau zero; K — constanta elastică totală a echipamentului de lucru şi obstacolului; x — deplasarea masei maşinii; $T(t)$ — forţa de tracţiune a buldozerului, care pentru cazul general:

$T(t) = T_m \pm m_3 \dfrac{d^2x}{dt^2}$; $m_3 \dfrac{d^2x}{dt^2}$ — forţa de tracţiune, la roata motoare, ca urmare a acţiunii forţei de inerţie a maselor în mişcarea de rotaţie, unde m_3 este masa redusă a elementelor transmisiei aflate în mişcarea de rotaţie; P_{TSx} — rezistenţele, care acţionează asupra buldozerului pînă la întîlnirea de către acesta a obstacolului; P_7 — rezistenţele de la deplasarea buldozerului.

Pentru primul caz, ecuaţia diferenţială a mişcării sistemului este:

$$m_1 \frac{d^2x}{dt^2} + kx + P_{TSx} + P_7 = T(t). \qquad (15)$$

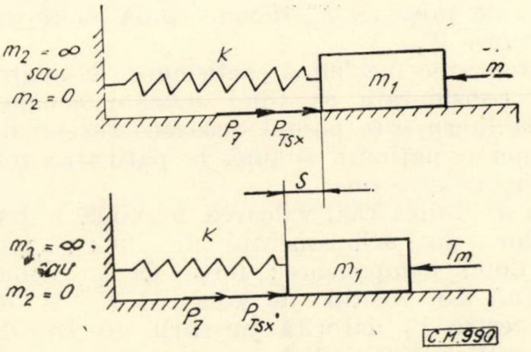


Fig. 3. Modelul mecanic pentru determinarea forţelor dinamice din echipamentul de lucru pentru $T_m < T_a$.

După determinarea deplasării x a masei m_1 şi x_0 (deplasarea corespunzătoare deformaţiei echipamentului de lucru la întîlnirea de către buldozer a abstacolului), poate fi stabilită valoarea maximă a forţei care acţionează asupra echipamentului de lucru în momentul opririi motorului cu relaţia:

$$P_{mxa} = x_0 k_1 + xk, \qquad (16)$$

în care k_1 este constanta elastică a echipamentului de lucru.

Această metodologie de determinare a forţelor dinamice este valabilă numai pentru cazul în care patinarea are loc după oprirea maşinii. De obicei însă chiar în cazul unei aderenţe mari, patinarea are loc înainte ca motorul să se oprească, ceea ce este posibil datorită acceleraţiei negative foarte mari la întîlnirea obstacolului de către buldozer. De aceea va fi tratat amănunţit acest al doilea caz (fig. 4).

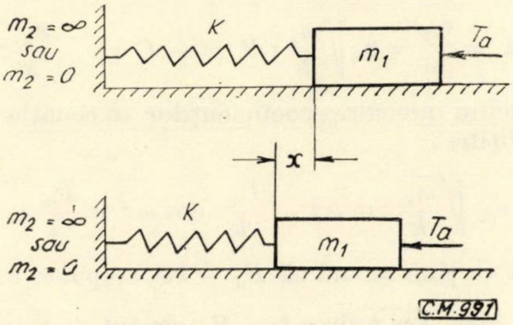


Fig. 4. Modelul mecanic pentru determinarea forţelor dinamice din elementele echipamentului de lucru pentru $T_m > T_a$.

Deoarece, în timpul procesului de patinare, motorul şi elementele transmisiei se rotesc cu viteze mai mari decît cele care au loc în timpul deplasării fără patinare, accelerația devine mai mică decît cea anterioară întîlnirii obstacolului, ceea ce duce la micşorarea componentei dinamice a momentului de rotire şi la creşterea componentei statice. În acest caz, mişcarea de translaţie a maşinii are loc fie cu o patinare totală, fie la limita de aderenţă, ceea ce practic este fără importanţă, deoarece în ambele cazuri forţa de mişcare T_m devine egală cu forţa de aderenţă T_a.

Greutatea maşinii şi coeficientul de aderenţă sînt considerate ca fiind mărimi constante. Acest lucru este posibil deoarece timpul de la începerea patinării şi pînă la patinarea totală a maşinii este mic.

În al doilea caz, valoarea maximă a încărcărilor din echipamentul de lucru constă din două componente : forţa de tracţiune a maşinii din condiţia de aderenţă P_{ae} şi forţa de inerţie P_i datorită mişcării de translaţie a masei maşinii, adică :

$$P_{max} = P_i + P_{ae}.$$

La rîndul său $P_{ae} = T_a - P_7 = G\mu_a - P_7$ în care G este greutatea aderentă a maşinii iar μ_a este coeficientul de aderenţă.

În acest caz, ecuaţia de mişcare a masei m_1 a maşinii va fi :

$$m_1 \frac{d^2x}{d^{t}2} + kx = P_{a_e}. \qquad (17)$$

Soluţia generală a ecuaţiei (17) este :

$$x = A \sin \omega t + B \cos W t + C, \qquad (18)$$

unde $\omega = \sqrt{\frac{k}{m_1}}$, iar $C = \frac{P_{ae}}{k}$ — soluţia particulară a sistemului.

Constantele A şi B se determină din condiţiile iniţiale la $t = 0$, $x = 0$ şi $v = v_i$, unde v_i este viteza la începutul patinării mecanismului de deplasare a buldozerului.

Cu aceste condiţii :

$$A = \frac{v_{i\varphi}}{\omega} = v_{i\varphi} \sqrt{\frac{m_1}{k}}; B = - C = - \frac{P_{ae}}{k}.$$

Făcînd înlocuirea coeficienţilor în ecuaţia (18) se obţine :

$$x = v_{i\varphi} \sqrt{\frac{m_1}{k}} \sin \omega t - \frac{P_{ae}}{k} \cos \omega t + \frac{P_{ae}}{k}. \qquad (19)$$

Dacă se ţine seamă că $P_d = kx$, se poate scrie :

$$P_d = v_{i\varphi} \sqrt{m_1 k} \sin \omega t - P_{ae} \cos \omega t + P_{ae}. \qquad (20)$$

Din expresiile (19) şi (20) rezultă că încărcările dinamice din elementele echipamentului de lucru constau din componentele celor două pulsaţii periodice, care caracterizează dinamica procesului sistemului în timpul patinării buldozerului.

Funcţiile x şi P devin maxime fie prin luarea în considerare a pătratelor coeficienţilor sinusului şi cosinusului, fie pentru scopuri practice exprimînd timpul t în funcţie de perioada T a vibraţiilor proprii $\left(t = \frac{1}{4} T\right)$, fapt ce determină reţinerea numai a unor termeni, neglijîndu-se influenţa caracterului de variaţie a forţei exterioare.

În primul caz, expresia lui P_{dmax} devine :

$$P_{dmax} = \sqrt{A^2 + B^2} + C = \sqrt{km_1 v_1^2 + P_{ae}} + P_{ae} =$$

$$= P_{a_e} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{v_{i\varphi}\, km_1}{P_{ae}^2}}\right], \qquad (21)$$

iar în al doilea caz ;

$$P_{dmax} = v_{i\varphi} \sqrt{km_1} + P_{ae}. \qquad (22)$$

La marea majoritate a maşinilor de terasamente, greutatea aderentă este aleasă în condiţiile de realizare a forţei nominale de tracţiune şi prin urmare viteza iniţială de patinare diferă foarte puţin de viteza nominală; în aceste condiţii se poate lua $v_{i\varphi} \approx v_n$, iar relaţia (21) şi (22) se pot scrie :

$$P_{dmax} = P_{ae} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{v_n\, km_1}{P_{ae}^2}}\right], \qquad (23)$$

$$P_{dmax} = v_n \sqrt{km_1} + P_{ae}. \qquad (24)$$

Aceste relaţii pot fi folosite pentru determinarea valorilor maxime ale forţelor dinamice care au loc în elementele echipamentului de lucru şi a schemei cinematice în condiţiile de pierdere a aderenţei dintre mecanismul de deplasare şi mediu. Prin urmare, aceste relaţii au o notă de generalitate, deoarece conţin influenţa contactului dintre organul de lucru şi pămînt, dintre mecanismul de deplasare şi pămînt, influenţa stării tehnice a organului de lucru, a înclinării suprafeţei de lucru, a masei şi a constantei elastice a elementelor echipamentului de lucru şi a obstacolului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dombrovschi, N. G.*, Pankratov, S. A. Zemleroinîe maşinî. Moscova, Gosstroizdat, 1961.

[2] *Alexeeva, T. A.* ş.a. Maşinî dlea zemleanîh rabot. Moscova Maşinostroenie, 1964.

[3] *Vlasiu, Gh.* Tendinţe noi în construcţia şi folosirea maşinilor de terasamente. Bucureşti, I.D.T., 1968.

[4] *Vlasiu, Gh.* Consideraţii asupra solicitărilor dinamice prin şoc în elementele maşinilor. În : Bul. ştiin. al Institutului de construcţii, nr. 19, 1967.

Documentare

Sudostroenie

nr. 3, 1971

Ia. I. Ţitrin: **Remorcher de manevră pentru porturi maritime de 1 200 CP**

La şantierul naval Petrozavod din Leningrad s-a construit un nou remorcher de 1 200 CP. El este conceput pentru dirijarea şi amararea în porturi maritime a navelor de tonaj mare, îndeosebi a tancurilor, putînd fi utilizat şi în condiţii de îngheţ.

Remorcherul este caracterizat printr-un înalt nivel tehnic, concretizat în mijloace de automatizare, semnalizare, comandă la distanţă şi control din turnul de comandă. Principalii parametri ai remorcherului sînt următorii : lungimea maximă — 29,8 m ; lăţimea 8,3 m ; înălţimea bordurilor — 4,3 m : pescajul mediu — 3,2 m ; deplasamentul la pescajul mediu — 319 t ; viteza de mers liber la deplasamentul total — 12 noduri ; forţa de tracţiune la cîrlig pentru viteza de 3 noduri şi deplasamentul total — 14 t.

Corpul remorcherului este realizat în construcţie sudată din oţeluri VMSt 3 sp 09G2 şi are prora şi pupa de tipul spărgătoarelor de gheaţă. Bordurile şi pereţii transversali sînt consolidaţi în vederea rezistenţei la gheaţă. Pentru micşorarea amplitudinii de balans, corpul este prevăzut cu chile laterale. Complexul de propulsie este protejat împotriva gheţii la deplasarea înainte şi înapoi. Crinolina montată pe gurnă la pupa împiedică căderea gheţii pe corp.

Nava este prevăzută cu baloane de acostare, de împletitură metalică şi de cînepă, cu două ancore Holla de 0,25 t şi cu cabestan BER 7—4. Cîrligul de remorcare este dotat cu închizător hidraulic şi automat de retragere a cablului la înclinarea navei. Completul de salvare cuprinde plute pneumatice de şase persoane.

Cabina de pe puntea superioară şi turnul de comandă sînt plasate la prova. Izolaţia termică a compartimentelor este realizată din materiale neinflamabile şi greu inflamabile. Nava este prevăzută cu cabină de serviciu şi cabină de odihnă.

Instalaţia energetică principală cuprinde două motoare nereversibile 6DR 30/50—4. Fiecare motor acţionează un arbore de elice cu pas reglabil. Puterea efectivă a instalaţiei este de 2 × 600 CP la 300 rot/min. Rezervoarele de combustibil, apă şi ulei asigură funcţionarea motoarelor principale în regim nominal timp de 150 h.

Instalaţia auxiliară de răcire KOAV—68 cuprinde un cazan de 6 800 kcal/h, o pompă de combustibil şi un ventilator acţionat electric. Pentru combaterea incendiilor sînt prevăzute sisteme de stingătoare cu apă, cu spumă şi cu lichid. Necesităţile de energie electrică sînt asigurate de un diesel-generator şi un arbore-generator de cîte 25 kW. Nava mai este dotată cu staţii de radiotelefon şi radiolocaţie.

G. Z.

Stanki i instrument

nr. 4, 1971

Maşini-unelte noi

Strungul cu comandă numerică program 1K 62 F 3S1 fabricat de uzina ,,Proletarul roşu'' este destinat prelucrării interioare şi exterioare a corpurilor de rotaţie cu profil în trepte sau continuu, în ciclu automat închis. El se pretează pentru producţia de serie mică şi mijloacie. Faţă de productivitatea maşinilor de copiat, productivitatea noului strung este mai mare de circa două ori. Caracteristicile tehnice ale strungului 1K62F3S1 sînt următoarele : diametrul maxim al piesei prelucrate — 400 mm ; lungimea maximă a piesei prelucrate între centre — 1 000 mm ; diametrul maxim la strunjirea longitudinală după program — 200 mm ; deplasarea maximă a pinolei — 200 mm ; turaţia arborelui — 12,5 la 2 000 rot/min ; numărul de trepte de viteză ale arborelui — 28 ; domeniul de avans longitudinal al suportului — 6 la 1800 mm/min ; domeniul de avans transversal al suportului — 0,6 la 180 mm/min ; puterea electromotorului transmisiei principale — 7,5 kW ; gabarite, cu agregat hidraulic, fără panou de comandă — 3500 × 1350 × 1425 mm.

Semiautomatul model 3669 de precizie ridicată este construit la uzina de maşini. ,,Al XXII-lea Congres al PCUS'' din Vitebsk. Este utilizat la ascuţirea cu piatră abrazivă şi cu diamant a capetelor de frezat mari, cu diametrul pînă la 100 mm. Pe semiautomat se mai poate executa rectificarea frezelor pe periferie şi pe muchiile de atac, precum şi corectarea muchiilor înainte de ascuţire. În timpul ascuţirii freza este periodic rotită cu ajutorul mecanismului de divizare. În afara mişcării de rotaţie, piatra de rectificat execută o deplasare alternativă de translaţie. Productivitatea ridicată a semiautomatului se datorează posibilităţii de ascuţire la o singură prindere a piesei. Caracteristicile tehnice ale semiautomatului sînt : diametrul maxim al piesei prelucrate — 1000 mm ; diametrul pietrei de rectificat — 125 la 150 mm ; turaţia pietrei — 1655 şi 3240 rot/min ; cursa verticală a capului de rectificat — 230 mm ; unghiul de rotaţie al axei arborelui de rectificat — 25° în plan vertical şi ± 20° în plan orizontal ; viteza de deplasare longitudinală a mesei, în reglaj continuu — 0,5 la 6 m/min ; domeniul avansului transversal — 0,002 la 0,020 mm/cursa dublă, în 10 trepte ; unghiul maxim de oscilaţie a mesei rotative — ± 95° ; deplasarea longitudinală maximă a păpuşii piesei — 1050 mm ; viteza de deplasare mecanică a păpuşii piesei — 1 m/min ; deplasarea axială maximă a arborelui păpuşii piesei — 200 mm ; turaţia arborelui păpuşii piesei, în reglaj continuu — 1 la 10 rot/min la ascuţire şi 10 la 100 rot/min la rectificare ; deplasarea suportului — 110 mm pe verticală şi 1130 mm pe orizontală ; alimentarea instalaţiei electrice — de la reţea de curent alternativ de 380 V şi 50 Hz ; gabarite 2640 × 2515 × 2355 mm ; greutate — 6 t.

Semiautomatul model 5A703, fabricat la uzina ,,Komintern'' din Vitebsk, este destinat şeveruirii roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi, cu angrenare exterioară. El este dotat cu troliu pentru manevrarea semifabricatelor cu greutatea pînă la 250 kg. Capul de şeveruire se fixează la mecanismul de avans longitudinal. Căruciorul cu acest avans este dispus pe ghidaje orizontale şi cuplat la mecanismul de avans radial. Caracteristici tehnice : diametrul maxim al piesei prelucrate — 500 mm ; modulul maxim — 8 mm ; lungimea maximă a dinţilor — 150 mm ; diametrul maxim al şeverului — 300 mm ; lăţimea maximă a şeverului — 40 mm ; distanţa dintre axele piesei şi şeverului — 150 la 440 mm ; unghiul maxim de oscilaţie a capului de şevenire faţă de poziţia verticală — ± 35° ; gabarite — 2260 × 1160 × 2080 mm ; greutate — 4 t.

Semiautomatul model 5527, construit tot la uzina ,,Komintern'', se utilizează la debavurare şi execuţia faţetelor pe conturul dinţilor roţilor dinţate. Prelucrarea se analizează cu două discuri de rectificat. Pentru execuţia faţetelor, atît roata dinţată cît şi discurile de rectificat sînt antrenate în mişcare de rotaţie. Caracteristici tehnice : diametrul roţii dinţate prelucrate — 400 la 1600 rot/min ; înălţimea maximă a dinţilor — 300 mm ; modul — 3 la 16 mm ; diametrul planşaibei — 530 mm ; turaţia arborelui piesei, în reglaj continuu — 0,2 la 1 rot/min ; turaţia arborilor discurilor de rectificat — 600 rot/min ; gabarite cu cea mai mare piesă prinsă, inclusiv două aspiratoare de praf — 2200 × 1720 × 1400 mm, greutate — 1,2 t.

G. Z.

Recenzii

C. TUZU şi C. MOŢOIU. Motoare diesel Bucureşti, Editura tehnică, 1971, 390 pag.

Apărută în a V-a ediţie, lucrarea prezintă noţiuni elementare privind construcţia, funcţionarea şi exploatarea motoarelor diesel în cadrul a 41 capitole.

Primele opt capitole sînt consacrate problemelor de teorie a motoarelor examinate. Se prezintă ciclul teoretic de funcţionare, comparativ cu ciclul motoarelor cu aprindere prin scînteie, indicii energetici, apoi supraalimentarea ca mijloc de sporire a puterii. După analiza funcţionării motoarelor cu suprafaţă caldă, se trece la procesele de formare a amestecului şi de ardere; în legătură cu ultima preocupare, sînt descrise camerele de ardere utilizate la motoarele diesel. Alte obiective ale primei părţi sînt funcţionarea motoarelor diesel cu combustibili gazoşi şi elemente din dinamica acestor motoare.

Capitolele 9—14 se referă la alimentarea cu combustibil. Pe lîngă descrierea componentelor instalaţiei, se dau indicaţii asupra reglajului sarcinii.

Următoarele 15 capitole alcătuiesc partea de prezentare a organelor fixe şi ale mecanismului motor, precum şi a instalaţiilor auxiliare. Menţionăm din cuprins elemente constructive, materiale pentru unele organe, probleme funcţionale (de exemplu evaluarea căldurii de către segmenţi), precizări privind anumite condiţii specifice de exploatare (evacuarea gazelor la motoarele de mînă ş.a.).

Partea a patra (capitolele 30—35) tratează exploatarea motoarelor diesel. Se prezintă operaţiile de pornire-oprire şi supraveghere în timpul mersului, probleme de reparaţii şi revizii, reglaje şi încercări, defecţiuni în exploatare, combustibili, lubrifianţi etc.

Ultima parte conţine descrierea şi caracteristicile tehnice ale motoarelor diesel construite în ţara noastră şi ale unor motoare diesel de fabricaţie Skoda.

Lucrarea are caracterul unui îndrumar adresat mecanicilor şi personalului tehnic care activează în domeniul motoarelor diesel. Poate fi consultată şi de ingineri sau alte cadre cu calificare superioară.

G.Z.

Cronică

Sesiune jubiliară

În zilele de 28, 29 mai a.c., a avut loc Sesiunea jubiliară de comunicări ştiinţifice organizată de Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii, cu ocazia împlinirii a 20 de ani de activitate.

După cuvîntul de deschidere rostit de dr. ing. Traian Penescu, directorul institutului, s-au prezentat comunicări care au reflectat preocupările cercetătorilor de a elabora dispozitive şi instalaţii pentru protecţia muncii în următoarele domenii: tehnica securităţii la maşini, utilaje, produse tehnologice, ventilaţie industrială, combaterea zgomotului şi vibraţiilor, electrosecuritate şi iluminat, electronică şi protecţia contra radiaţiilor ionizante, ergonomie, igienă, fiziologie şi psihologia muncii, mijloace individuale de protecţie şi chimie.

Dintre referatele prezentate menţionăm:

— Prevenirea accidentelor de muncă la strungurile paralele, cu ajutorul ecranului de protecţie cu blocare sau semnalizare optică, de O. Schnabel.

— Frînarea rapidă a maşinilor-unelte folosite la prelucrarea lemnului, de L. Soare, Victoria Topologeanu, Mirela Tindeche.

— Dispozitive pentru prevenirea accidentelor la unele utilaje de prelucrare a lemnului, de N. Minetos.

— Soluţii şi măsuri de protecţie la construcţia scărilor portative, de C. Ionescu.

— Principii de ergonomie în proiectarea organizării producţiei din industria constructoare de maşini, de I. Mihăilă, Gh. Pătru (Institutul de igienă şi sănătate publică — Bucureşti).

Sisteme de ventilaţie la operaţiile de sablare a pieselor mari, de dr. ing. V. Voicu, O. Popescu, M. Ciobanu.

— Desprăfuirea benzilor transportoare, de V. Bătăreanu, O. Popescu, D. Pîrvu.

— Construcţia şi parametrii funcţionali ai desprăfuitoarelor industriale cu sistem de curăţire prin ejecţie, de E. Casian, O. Popescu.

— Zgomotul maşinilor electrice din industrie şi combaterea lui, de Anna Sternberg.

— Noi posibilităţi de predeterminare a nivelului de iluminare pentru instalaţiile de iluminat din industrie, de Eugenia Sufrim.

— Criteriile de proiectare a aparatelor cu siguranţă intrinsecă, de N. Oprea (Staţia de cercetări pentru securitate — Petroşani).

— Relaţia interdisciplinară ergonomie-protecţia muncii, de V. Anghelescu (Centrul de perfecţionare a pregătirii cadrelor de conducere din întreprinderi).

— Cercetări privind unele aspecte ale condiţiilor de muncă din halele industriale fără lumină naturală, de tip blindat, de dr. Hilda Herman, Cr. Mamali, dr. Emilia Mincef, dr. Elena Tesu, dr. Gr. Popa, dr. Ileana Grigoriu, Mihaela Seracin — Petroşanu, V. Ghigeanu.

— Contribuţii la studiul solicitărilor organismului muncitorilor sudori din industria constructoare de maşini, de C. Ursoniu, A. Dankner, M. Capat, I. Făgărăşanu, Ana Roşcovan (Centrul de cercetări medicale-Timişoara).

— Realizarea unui scaun cu suspensie hidropneumatică, de V. Petrescu (Institutul de cercetări şi proiectări pentru autovehicule şi tractoare—Braşov).

— Noi echipamente şi mijloace individuale de protecţie şi de lucru pentru muncitorii Uzinei de autocamioane—Braşov, de: dr. N. Mereţ, Ruxandra Manolescu dr. Hilda Herman, N. Ionescu.

Concluziile şi cuvîntul de închidere au fost rostite de tov. Marian Angelescu, şeful Inspecţiei de Stat pentru protecţia muncii.

E.P.

Revista revistelor

Feingerätetechnik

nr. 4, 1971

Wuttke, G. : Sistemul modular pentru aparatele electronice ale combinatului VEB Funkwerk Erfurt.
Richter, I. : Substrate metalice pentru microelectronică. Confecţionarea galvanoplastică.
Bauerschmidt, M. : Despre cîteva probleme ale ajustajului la aparate.
Birjukow, G. S. : Construcţia unui dorn de măsurători precise la aparatele rotative de măsurat.
Koltschin, O. M. : Măsurători de vibraţii la angrenaje cu roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi.
Markow, B. N. şi *Ped, E. J.* : Sistem pneumatic de măsurat lungimi cu ejector de măsurat.
Swanzow, A. I. : Repartizarea probabilităţii la erori vectoriale.
Waschull, H. şi *Wolffgang, S.* : Poleirea prin vibraţii în tehnica fabricaţiei.
Sekowski, S : Examinarea influenţei asperităţii suprafeţei asupra indicaţiilor aparatelor electromagnetice pentru măsurat grosimea straturilor. Cercetarea asperităţii reale (II).
Parold, G. Calculul optico-vibratoriu a dispariţiei imaginii punctului la plăcile plane cu dublă refracţie.
Haferkorn H. şi *Richter, W.* : Utilizarea metodei gradienţilor transformaţi la corecţia de adaptare a sistemelor optice.
— Al 2-lea congres ştiinţific privind probleme ale fabricaţiei şi ale garantării calităţii la angrenajele cu roţi dinţate.
Eberhardt, W. : Noi modele de celule fotoelectrice.
Zimmermann, R. şi *Riemann, M.* : Pentru evitarea erorilor spectrale şi de cosinus la fotometrii sferici cu flux de lumină.
Schindel, W. : Referat despre al 5-lea Congres privind verificarea materialelor (Budapesta).

nr. 5, 1971

Neumann, K. : Metode pentru determinarea siguranţei în funcţionare a elementelor pasive, electronice.
Mohr, U. şi *Beyez, I.* Înregistrarea automată fotoelectrică a distribuţiei gravurilor pe suprafeţele cristaline ale semiconductorilor.
Wernicke, P. I. : Contribuţie privind relaţia dintre documentaţie şi o informare raţională.
Bennert, W. şi *Rimbakowsky, V.* : Măsurătoarea turajului cu consum redus de putere cu ajutorul termistorilor.
Lindner, H. şi *Weiskek.* : Bilanţul caloric al aparatelor electronice prin măsuratul temperaturii şi al scurgerii.
Blüm, H. : Măsuratul diferenţelor de formă la elementele rulmenţilor.
König, H. : Măsurătoare absolută a gradului de reflexie, la iluminarea verticală şi difuză a probelor albe.
Sümnich, K. : Influenţa sensibilităţii spectrale de recepţie în fotometria heterocromă.
Felber, G., Meyer, B. şi *Voigt, G.* : Sudura prin rezistenţă a pieselor plane perpendiculare una pe cealaltă.
Palej, M. A. Toleranţe dependente şi complexe la dimensiuni precum şi diferenţe cu formă şi poziţie.
Scharrnbeck, C. : Mărimea erorilor şi volumul rebuturilor. Aprecierea creşterii preţului provocată de erorile de măsurat.

Gepgyartas technologia

nr. 4/71

Opitz, H. Dezvoltarea sistemului EXPORT
Stute, G. Exapt — 3 — limbajul de programare pentru tehnologia găuririi şi frezării.
Halász, S., Márkus, T. — Adaptarea lui Exapt — 1 la aplicaţii domestice.
Berta, M., Szilágyi, L. — Stabilirea alegerii sculelor şi determinarea parametrilor de prelucrare la sistemul de programare ale strungurilor cu comandă program.
Tóth, T. Model matematic pentru determinarea parametrilor optimi la aşchierea metalului.
Ruzicka, V. Sistemul Autoprog pentru programarea automată a maşinilor-unelte cu comandă numerică.
Nagy, S. Construirea programului de acomodare a sistemelor FORTAP.

nr. 5, 1971

Goransky, G. K. Principiile automatizării muncii inginerului
Rakovics, A. Proiectarea cu ajutorul calculatorului a dispozivelor pentru aşchierea metalelor
Küllös, J. Proiectarea sculelor speciale pentru prelucrarea danturilor cu ajutorul calculatorului
Szpiszar, B. Aplicarea metodelor matematice şi a calculatoarelor la proiectare raţionalizării complexe.
Simon, W. Conducere şi controlul fabricaţiei cu ajutorul calculatoarelor.
Kühn, K. Organizarea şi conducerea operativă a fabricaţiei de serie cu ajutorul calculatoarelor.
Stöbel, W. Unele probleme ale comparării alternativelor tehnologice.
Zitás, J. Unele probleme ale proiectării transportului între ateliere.
Zitás, J., Kis, G. Aplicarea unei metode de proiectare cu ajutorul calculatorului la alegerea dispozitivelor.
Bali, J. Efectul geometric muchiei asupra preciziei profilului la tăierea dinţilor.
Katona, J. Introducerea la tehnologia cu comandă numerică (I).

GEP

nr. 4/1971

Ulbrich, S. — Sistem axiomatic de modele pentru proiectarea maşinilor-unelte.
Lipka, I. — Examinarea preciziei geometrice a maşinilor-unelte.
Meszaros, A., Zitas, I. — Modele pentru proiectarea şasiurilor.
Ulbrich, S., Girat, M. — Calculul compoziţiei optime a produselor.
Hajdu, G. — Examinarea vibraţiilor coercitive a meselor maşinilor-unelte.
Uzon, I., Zitás, I. — Grupajul părţilor componente cu calculatorul.

nr. 5/1971

Keömley, G. — Încercări simultane la uzură a elementelor de maşini cu ajutorul gama-spectrometriei.
Uzeon, L., Zitás, I. — Unele probleme ale stabilirii unui sistem optim de clasificare a componentelor.
Andráşi, G. — Depozitare înaltă — depozite automatizate.
Cser, L., Szpiszár, B. — Aplicarea metodei de simulare la rezolvarea problemelor de organizare uzinală.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 2 1971

Ţoi, I. M. şi *Zabolotnîi, V. A.* : Problema evaluării neuniformităţii uzurii la piesele motoarelor.
Ponomarev, O. P. şi *Kolupaev, V. Ia.* : Asupra principalelor proprietăţi fizice ale combustibililor pentru automobile şi tractoare.
Indikt, E. A. şi *Şeinin, A. M.* : Determinarea rezervelor motorului după criterii tehnice şi economice.
Buharin, N. A. şi *Mocealin, V. S.* : Despre determinarea sarcinilor la tamponarea automobilului de obstacole.

Cerednicenko, Iu. I. : Despre realizarea transmisiei hidraulice pentru automobile grele.

Ţvetkov, A. I. : Determinarea vitezei tehnice de deplasare a mijloacelor de transport auto în diferite condiţii de drum.

Belenkii, Iu. B. ş.a. : Cercetarea experimentală a deformaţiei tamburilor de frînă.

Ghinţburg, L. L. şi *Nosenkov, M. A.* : Metode de evaluare a manevrabilităţii automobilului de viraje.

Andronov, A. F. : Automatizarea procesului de prelucrare a caroseriei turismelor.

Ilarionov, V. A. : Asupra evaluării stabilităţii şi manevrabilităţii automobilului.

Gorelov, L. R., *Eceistov, Iu. A.* şi *Karuzin, O. I.* : Încercări accelerate de laborator ale ambreiajelor.

Şnekke, V. : Standuri de frînare cu maşini de echilibrare de curent continuu.

Mitkin, A. N., *Kulikov, V. P.* şi *Bogodist, V. A.* : Matriţarea la rece a tachetului nucii.

Paroi, A. A. : Reproducerea legii de mişcare date la frînarea pistonului transmisiei pneumatice.

Iudovici, S. Z. ş.a. : Influenţa gradului de deformare prin laminare la rece asupra plasticităţii oţelurilor 08 Iu şi 08 ps.

Osipian, A. V. : Prelucrarea dinţilor pinioanelor conice şi transmisiilor hipoide.

Lejneva, E. I. şi *Spesivth, A. S.* : Expoziţia „Tehnologia şi organizarea producţiei în industria de automobile"

Semenov, V. M. : Conferinţa tehnico-ştiinţifică „Problemele îmbunătăţirii calităţii materialelor pentru automobile".

Cebotaev, A. A. : Specializarea parcului englez de transport după tipul caroseriei şi platformei.

Emelianov, P. P. şi *Gherşlanskii, Iu. S.* : Un nou încălzitor electric cu panouri pentru uscarea prin radiaţie a pieselor vopsite.

Vzorov, B. A. şi *Şatrov, E. V.* : Recenzia cărţii lui K. G. Polîk „Dinamica motoarelor de automobile şi tractoare", Ed. „Vîsşaia şkola", 1970.

nr. 4/1971

Kobzev, A. S. : Industria de automobile în ultimul cincinal.

Grigoriev, M. A. ş. a.: Studiul influenţei presiunii uleiului în sistemul de ungere asupra uzurii organelor motorului

Kossov, M. A. ş.a. : Eficienţa tehnico-economică a utilizării turbinelor cu gaze pe camioane.

Jicikin, E. A. şi *Barancik, V. P.* Cercetarea teoretică a separatorului de rulmenţi cu role pentru capul bielei.

Stepanenko, V. V. şi *Siarţev, L. A.* : Despre autodeblocarea blocului intermediar al transmisiei pentru mersul înapoi.

Uspenskii, I. N. : Metodica de determinare a rigidităţii articulaţiilor de cauciuc la suspensiile cu pîrghii.

Litovcenko, N. N. şi *Ţukerberg, S. M.* : Variaţia convergenţei roţilor antrenate la deplasarea automobilului.

Kanonik, I. V. Determinarea regimurilor de sarcină ale transmisiilor hidromecanice ale automobilelor cu capacitate mare de încărcare.

Golianin, L. S. : Cercetarea sarcinilor volanului automobilelor cu capacitate mare de trecere şi cu presiune reglabilă a aerului din pneuri.

Godovannîi, V. M., *Knoroz, V. I.* şi *Lurie, M. I.* : Cercetarea experimentală a influenţei rezistenţei la rostogolirea roţilor asupra vitezei medii şi consumului de combustibil.

Şapoşnik, L. B., *Frumkin, K. A* şi *Armaderov , R. G.* :Asupra teoriei autotrenurilor cu transmisie hidraulică a roţilor semiremorci.

Ceaikovskii, P. I. : Influenţa amplificatorului mecanismului de direcţie asupra stabilităţii roţilor antrenate.

Ghenbom, B. B., *Kizman, A. M.* şi *Artemieva, N. V.* : Nomograme cu contur închis pentru alegerea parametrilor saboţilor cu două grade de libertate.

Dronin, M. I. şi *Kovalevski. V. I.* : În problema acţionării rapide a transmisiei frînei pneumatice la autotrenurile cu bază mare.

Krasilnikov, N. I. ş.a. Montarea prezoanelor în carterele de aluminiu ale motoarelor prin metoda autofiletării.

Guliaev, A. P. ş.a. : Noi oţeluri de cementare pentru motoarele automobilelor cu capacitate mare de încărcare.

Haet, G. L şi *Skibin, V. V.* : Micşorarea dispersiei rezistentei la uzură a cuţitelor de aliaje dure.

Ţhai, F. A. : Studiul rezistenţei la oboseală a arcurilor-foi ale automobilelor.

Zilberman, A. G. ş.a. : Redistribuirea elementelor în fonte şi oţeluri în procesul de modificare a fazelor şi structurii.

Kurov, B.A. : Asupra evaluării toxicităţii motoarelor cu carburator pentru automobile.

Şkolnikov, M. B. : Rezistenţa şi durabilitatea sistemelor portante ale automobilelor.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 2, 1971

Kotov, P. G. : De strajă patriei.

Bukin, B. V. şi *Madorskii, G. S.* : Nava fluvială de pasageri „Turist".

Larkin, Iu. M. : Evaluarea utilizării capacităţii navelor de pasageri.

Avraşkov, N. S., *Gruzinov, V. I.* şi *Lihterov, L. E.* : Calculul instalaţiilor de încărcare pentru încercarea transmisiilor unghiulare ale arborelui de elice.

Tatarinov, P. I. : Îmbunătăţirea calculului construcţiilor navale solicitate la încovoiere.

Borodai, I. K : O metodă de evaluare a înălţimii maxime a valurilor şi amplitudinii de balans al navei pe hulă.

* * * Însemul calităţii pentru arborele de elice.

* * * Date statistice despre flota comercială mondială în 1970.

* * * A doua conferinţă tehnico-ştiinţifică de automatizare a navelor.

Ciuprinenko, A. I. şi *Krjevov, V. V.* : Noua normalizare a cabestanelor de ancoră.

* * * Însemnul calităţii pentru macarale şi cabestane navale

* * * Consfătuirea constructorilor de dispozitive.

Kagan, S. G. : Creşterea eficienţei funcţionării motoarelor diesel lente cu combustibili grei.

Jenovak, N. G., *Ceausenko, E. A.* şi *Şciucinski, G. M.* : Perspectivele utilizării pompelor elicoidale neetanşe pe nave.

Korşunov, Iu. M. : Bolţuri cilindrice în îmbinările arborilor de transmisie.

Karasev, A. V. ş.a. : Cercetarea statistică a sistemelor de stabilizare a navei în cursă.

Arhanghelski, A. A., *Lurie, I. Iu.* şi *Şciukin, V. B.* : Modelarea traiectoriei de deplasare a navei.

Borisoglebski, A. I., *Vasiliev, Iu. V.* şi *Elizarov, V. S.* : Bloc de uscare şi epurare a aerului comprimat pentru sisteme pneumatice de automatizare.

Sivers, P. L. şi *Radcenko, P. M.* : Perspectivele de utilizare a etajelor de ventile asincrone în transmisiile electrice ale navelor.

Maksimov, Iu. I. şi *Serebriakov, L. M.*: Influenţa parametrilor curentului din reţeaua de coastă asupra preciziei de încărcare a generatorului naval.

Voronina, L. V. ş.a. Influenţa durificării superficiale asupra proprietăţilor oţelurilor de construcţie.

Şepurev, M. I.: O nouă şalupă pentru serviciul de cale.

Gutianskaia, E. L. şi *Kaţ, R. S.* : Pe primul loc tinerii constructori de nave.

Budanov, F. V.: Contribuţia constructorilor de nave în anii războiului.

Şimkevici, L. A.: Nava polară „Variag".

Mihalev, V. M. : Exemplu de slujire a patriei.

Hohlov, P. M.: Primele baraje ruseşti de mine.

* * * În întîmpinarea Congresului constructorilor de nave.

* * * Standardizarea internaţională în tehnica electrică. a navelor.

* * * Emblema de navigaţie Ansekiula.

nr. 3/1971

Ţitrin, Ia. I. : Remorcher de manevră pentru porturi maritime de 1 200 CP.
Kuzneţov, N. A. : Remorcher fluvial de plute.
Gundobin, A. A. şi *Dmitriev, S. M.* : Mic remorcher pentru orientul îndepărtat.
Aşik, V. V., Ţarev, B. A. şi *Celpanov, I. V.* : Dependenţa lungimii navelor moderne faţă de viteza lor.
Fukalov, V. G. şi *Martînenko, V. I.* : Norme internaţionale privind protecţia împotriva incendiilor a navelor cu palete submersibile.
Belavin, N. I. : Navele zburătoare ale viitorului.
* * * Seminarul despre problemele modernizării structurilor elastice.
Stefanovici, V. V. şi *Komarniţkii, B. V.* : Încercarea sistemelor de răcire cu aer a navelor refrigeratoare.
Vedaiko, V. I. ş.a. : Perspectivele utilizării compresoarelor elicoidale indigene la instalaţiile frigorifice ale navelor.
Martianov, A. S. : Determinarea coeficientului de transmitere a căldurii pentru izolaţia compartimentelor de încărcare ale refrigeratoarelor.
Elistratov, F. M. şi *Belughin, G. I.* : Despre utilizarea raţională a motoarelor diesel supraalimentate navale.
Kodnir, D. S. şi *Sadikov, V. A.* : Calculul capacităţii portante a lagărelor reductoarelor de elice.
Sobolev, L. G. şi *Lipis, V. B.* : Sistem de automatizare a instalaţiei de propulsie a motonavei „Novomirgorod'.
Ermolaev-Makovskii, A. V. : Influenţa bunsului navei asupra aparaturii pneumatice de automatizare.
Obolenskii, N. V. : Determinarea indicilor de durabilitate a schimbătoarelor de căldură electrice tubulare.
Kur, A. Ia. : Problema pieselor de schimb pentru aparatura radio şi electronică a navelor.
Arsenov, G. P., Krotov, S. T. şi *Linderman, A. K.* : Cercetarea funcţionării sistemelor cu sîrmă de aport la sudarea cu arc de impuls.
Beer, S. M. : Încărcător naval vertical cu deplasare scurtă a vinciului hidraulic.
Dijur, L. R., Kenigsstul, V. A. şi *Serti, V. G.* : Controlul ultrasonic al umerelor de reazem ale cămăşilor de cilindru pentru motoare diesel.
Bekker, I. G. şi *Zalkind, A. S.* : Vedetă rapidă cu pescaj mic.
Kanotcikov, V. M. : Şantierul naval Petrozavod la a 250-a aniversare.
Melnikov, R. M. : Dezvoltarea crucişătoarelor.
* * * Vasul constructorului Skliaev.
* * * Farul Dangavgriva.
* * * Conferinţa interdepartamentală de modernizare a conducerii producţiei.

nr,/4 1971

Koztr, L. A. — Încercarea pe mare a motonavei ‚Slovinsk".
Gherasimov, A. V. — Liniarizarea statistică a rezistenţei navei la balans.
Veksler, V. M. — Transpunerea calculelor construcţiilor navale în nomograme.
Bercikov, V. I. — Nomograme pentru determinarea înălţimii bordului liber.
Reinov, M, N. — Automatizarea proiectării planului teoretic.
Şteingart, Z. A. şi *Zidelman, D.* Ia. — Normative noi asupra stabilităţii navelor marine.
Bugaenko, B. A. şi *Kolttgo, V. D.* — Comanda de la distanţă a instalaţiei de ancorare.
Ionov, A. G., Kovaleva, L. I. şi *Potoţkii, A. B.* — Instalaţie frigorifică cu peron pentru nave.
Taraşov, V. I. — Evaluarea eficienţei amortizoarelor active de zgomot ale ventilatoarelor.
Zemlianker, I. Ia. — Determinarea coeficientului de exces de aer în cazanele cu abur pentru nave.
Sedakov, L, *P., Volfenzon, Ia. N.* şi *Barakan, G. H.* — Dezvoltarea instalaţiilor energetice navale în străinătate.
Gavrilova, T. D. ş.a. — Metodele de modelare matematică a regimurilor tranzitorii în sistemul electroenergetic al navei.
Maliarciuk, A.A. ş.a. — O nouă construcţie a bacurilor pentru lansarea navelor.
Işcov. A.A. — Analiza tensiunilor care apar în corpul navei la reparaţie.
Davîdov, P.N. ş.a. — Instalaţii hidraulice de susţinere pentru docuri cu capacitate de ridicare de 12 000 t.
Dedkov, S.S.— Încercarea la etanşeitate a tancurilor de bord înainte de instalarea navei pe doc.
Pavlicenko, V. F. — Conform rezoluţiilor Congresului al X-lea al P.C.U.S. (b).
Zlatopolskaia, O.M. şi *Kaţ, R.S.* — Din istoria constructorilor de nave pentru Marea Neagră.
Şimkevici, L. A. „Krasnîi vîmpel" — prima navă a flotei Pacificului. Sărbătoarea lui A. G. Kurzon.
Cernobriveţ, V. F. — O carte de istorie a construcţiei navale naţionale.
x x x Conferinţa despre reţeaua de planificare şi conducere.
x x x Componenţa flotei maritime a U.R.S.S.
x x x Cel mai vechi far la Marea Baltică.

G.Z.

Stanki i instrument,

nr. 4/1971

x x x Noul plan cincinal
Spitkovskii, S.Ş. şi *Barzam, R.B.* ; Influenţa instabilităţii ciclului asupra productivităţii liniei automate.
Şimanovici, M. A. — Optimizarea lagărelor hidrostatice.
Fedorenko, I. G. şi *Orlikovv, M.L.* ; Asigurarea preciziei poziţiei finale a organului de lucru al maşinii-unelte.
Borşcevskii, V.M. ş.a. ; Rigiditatea maselor divizoare ale maşinilor-agregat.
Nudelman, L.G. ş.a. ; Rigiditatea şepingului.
Polivanov, P. M. ; Pasarele unificate.
Gondin, Iu. N. ş.a. ; Studiul capului de frezat cu arbore pe lagăre cu gaze.
Petruha, P. G., Kolosov, Iu. A. şi *Smirnov, Iu. I.* : Cercetarea ecuaţiei de frecvenţă a componentelor arborelui maşinii de rectificat.
Lîkov, Iu. I. şi *Vovk, V. N.* — Maşină pentru cepräzuirea dinţilor fierăstraielor cu bandă.
Koţiubinskii, O. Iu. şi *Ghercikov, A.M.* — Metode de îmbătrînire a pieselor de fontă.
Şevciuk, S. A., Egorkina, N. D. şi *Diakonov, V.S.* — Principalele cauze ale formării fisurilor la piesele turnate ale maşinilor-unelte grele.
Şapiro, E.M., Poletaev, N. Ia. şi *Zimon, S.A.* — Corectarea abaterii de la rectilinitate a cămăşilor de cilindru prin honuire.
Vinogradov, A.A. şi *Anosov, Iu. L.* — Găurirea oţelurilor cu conţinut mare de mangan cu burghie cu plăcuţe de aliaj dur.
Butorin, G.I. ; Influenţa vitezei de aşchiere asupra eficienţe superfinisării.
Korolev, V.V. — Calculul cîmpului de temperaturi la aşchierea metalelor cu sculă abrazivă.
Rudnev, A.V. şi *Sokolovskaia, V.V.* — Lichide de ungere-răcire pentru aşchierea metalelor.
Pocipeţkii, V. Ia. şi *Tridub, V. K.* — Agregat semiautomat pentru tratamentul termic al cozilor de alezor şi de freze-deget.
Koganov, N.A. şi *Puzîrev, V. A.* Instalaţie semiautomată pentru ascuţirea cuţitelor cu aliaj dur cu vîrf rotunjit.
Sinopalinikov, V.A. — Studiul broşelor exterioare de oţel rapid.
Kocetkov, Ia. P. şi *Kocetkov, Iu. A.* ; Deformaţiile axiale ale dinţilor broşelor circulare la pătrunderea în semifabricat.
Jilin, V.A. — Deformaţia plastică la aşchierea fierului de transformator.
Pavlikovskii, Ia. L. — Complet optimal de roţi dinţate de schimb.
x x x Maşini-unelte noi.

G.Z.

Traktorî i selhozmaşinî,

nr. 4/1971

x x x 50 de ani de la decretul leninist ,,Despre construcţia de maşini agricole.

Şkarupa, V.T. ; Progresul tehnic în producţia tractoarelor şi maşinilor agricole.

Biblik, V.V. ; Sistemul de modernizare şi îmbunătăţire a calităţii produselor uzinei de tractoare din Harkov.

Fainleib, B.N. şi *Baraev, V.I.* ; Influenţa presiunii de injecţie asupra parametrilor motorului diesel la funcţionarea în sarcini parţiale.

Gorbacev, N.N. ; Cercetarea trecerii peste obstacole a tractorului TDT-75 cu ajutorul cinematografierii.

Mirakov, E. S. ; Determinarea încărcării efective a cuzineţilor motoarelor diesel.

Lapşin. S.A. ş.a. Căile de sporire a durabilităţii transmisiilor cardanice ale tractoarelor.

Zvezdakov, V.P. ; Metodă de evaluare a alunecării axelor pe profilul dinţilor roţilor conductoare ale tractorului cu şenile.

Izrailevici, L.S. şi *Stepaniuk, P.N.* ; Cercetarea mijloacelor de blocare a diferenţialului cu frecare sporită.

Peisahovici, B. I. ; Metodica de determinare a echipării energetice optime a tractorului.

Stsolin, P.V., Likkei, A. V. şi *Ivaniţa, K.G.* ; Despre cauzele fărîmiţării seminţelor în cilindrii canelaţi ai distribuitoarelor semănătoarelor.

Lazebnii, N.A. ; Parametrii constructivi principali care influenţează regularitatea funcfionării combinei de cereale.

Zadneprovskii, R. P. ; Consumul de energie la treieratul culturilor de cereale cu organe de lucru vibratoare.

Muhin, A.F. ş.a. ; Complex de maşini pentru pregătirea fînului în regiunile de munte.

Osobov, V.I. ; Despre brichetarea fînului prin răsucire.

Vlasov, Iu. A., Gubareva, I.D. şi *Livsiţ, Iu. L.* ; Influenţa tipului transmisiei asupra uniformităţii de funcţionare a lanţului cu raclete a distribuitorului de nutreţ.

Ghelfenbein, S.P. — Dispozitive şi mijloace de automatizare pentru agregate maşină-tractor.

Danţigher, I. C. ; Determinarea parametrilor transportoarelor cu compartimente plane.

Sandigurskii, D.M., Kolocikin, N.I. şi *Lunev*, N.M. ; Conducta mobilă de irigare cu sapă mare de acţiune DKŞ-64.

Cernogndov. A.V. ; Complex de maşini pentru recoltarea arahidelor.

Simonenko, A.N. şi *Zanubir, N.A.* ; Fabricarea inelelor-calibru de filet în producţie individuală.

Berştein, G. Ş. şi *Polonskii, A.I.* ; Stabilitatea poziţiei reazemelor arborilor cotiţi după ecruisare şi corectare la rece.

Ţelin, M,F. ; Prevederile planului cincinal al raţionalizatorilor uzinei ,,Rostselmaş".

Nilovskii, I.A., Suvorov, V.A. şi *Bol, A.A,* ; Ecruisarea plăcilor de cîmp ale plugarilor.

Mironova, T.E.' ; Serie de tipodimensiuni de centrifuge ,,Glasier".

Izotov, G.A. ; Noutăţi în prelucrarea metalului prin presare.

Parfenov, A.P. ; Recenzia lucrării ,,Influenţa parametrilor constructivi ai tractorului cu şenile asupra calităţilor sale de tracţiune" de *A.V. Vasilieva, E. I. Dokuceaevoi* şi *O.L.Utkina.*

Zavialov, K,I. ; Rolul uniunii tehnico-ştiinţifice în domeniul construcţiei de tractoare şi maşini agricole.

nr. 5/1971

Siniţîn, I.F. ; Transpunerea în viaţă a directivelor Congresului al XXIV-lea al PCUS.

x x x Rezultatul întrecerii socialiste pe ramură.

Kargopolov, V.A. şi *Parfenov, A.P.* ; Construcţia de tractoare în perioada 1966 — 1970 şi perspectivele dezvoltării ei viitoare.

Akopian, S.I. şi *Vzorov, B.A.*: Construcţia de motoare de tractor în al optulea plan cincinal şi perspectivele dezvoltării sale.

Ciuhcin, N.F. şi *Nisnevici, A.Ia.* Rezultatele planului cincinal şi direcţiile principale de creştere a durabilităţii tractoarelor.

Buianov, A.I.: Ştiinţa-producţia.

Ignatiev, A.K.: Automatizarea complexă în construcţia de tractoare şi maşini agricole.

Kleţkin, M.I., Krugliakov, A.M. şi *Homenko, Iu.V.* ; Dezvoltarea standardizării şi unificării maşinilor agricole.

Rovnii, G.A. ş.a.: Unele rezultate şi perspectivele mecanizării complexe a prelucrării cerealelor după recoltare

Osobov, V.I., Hohlov, E.I. şi *Muhin, A.F.*: Mecanizarea complexă a pregătirii fînului.

Zauşiţîn, V.E.: Problemele şi perspectivele mecanizării zootehniei.

Petrov, G.D., Kolcin, N.N. şi *Trusov, V.P.*: Stadiul actual şi direcţiile principale de dezvoltare a tehnicii de cultivare şi recoltare a cartofului.

Krugliakov, M.L. şi *Fedotov, N.M.*: Dezvoltarea mecanizării complexe a introducerii îngrăşămintelor în sol.

Voida, A.N.: Revista ,,Traktorî i selhozmaşinî la 40 de ani la operaţie.

Solomtkin, A.P. şi *Kozaciok, B.D.*: Despre creşterea productivităţii agregatelor de recoltare a porumbului.

Kakurina, R.E. şi *Pahomov, M. Iu.*: Planificarea livrării pieselor turnate ale liniilor automate cu ajutorul maşinilor electronice de calcul.

Betin, S.G.: Recomandări pentru zootehnicieni

Seleznev, N.V.: Standarde noi.

G.Z.

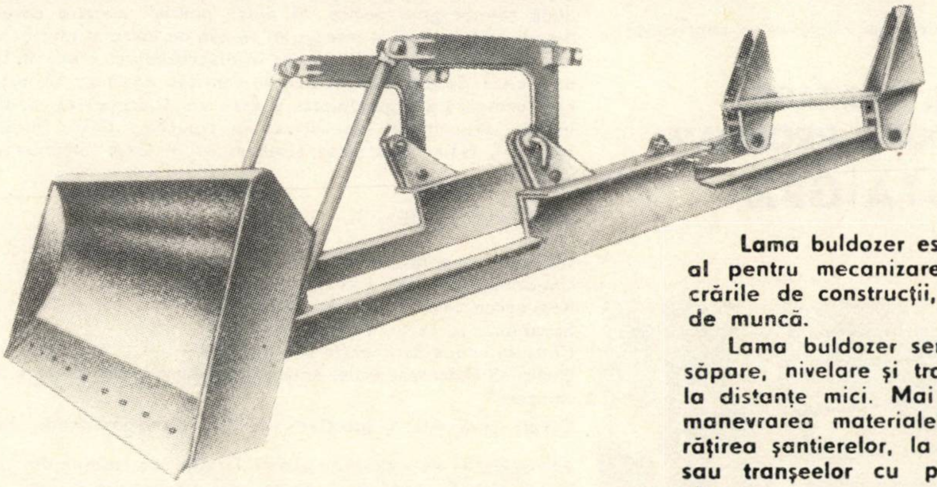
◆

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector **I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia:** Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie **13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare.** Telefon: 35.12.59 **Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament** 30 060 300, Banca Naţională a **Republicii Socialiste** Ro**mânia filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi:** lei 150 anual; **pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul:** Întreprinderea poligrafică **,,Informaţia".Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c.** 2511.

***Taxele poştale plătite în numerar** pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.*

41042

Uzina de Utilaj de Morărit Topleț

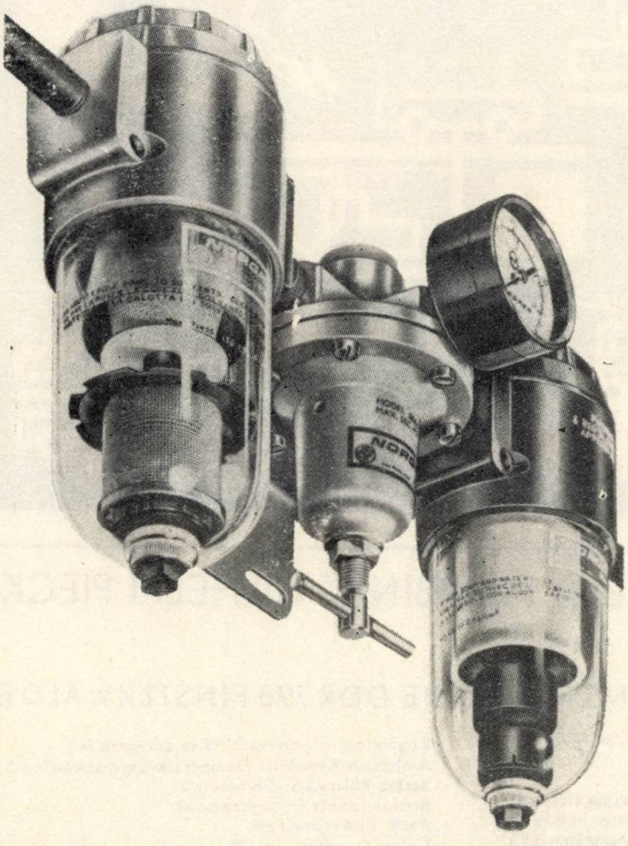


Lama buldozer este un utilaj industrial pentru mecanizarea operațiilor in lucrările de construcții, pe diferite șantiere de muncă.

Lama buldozer servește la lucrări de săpare, nivelare și transportul pămîntului la distanțe mici. Mai poate fi folosită la manevrarea materialelor in vrac, la curățirea șantierelor, la umplerea șanțurilor sau tranșeelor cu pămînt rezultat din săpare.

LAMA BULDOZER ——→ U 650

* * * * * * * * * * *



Instalații pneumatice de precizie

NORGREN

Instrumente pneumatice,

mașini pentru ambalarea produselor alimentare și farmaceutice, conveioare de pulberi și echipament pentru vopsire prin pulverizare sînt cîteva dintre aplicațiile INSTALAȚIILOR PNEUMATICE DE PRECIZIE NORGREN. În toate aceste utilaje absența transferului de ulei și determinarea precisă a presiunii sînt esențiale.

Dimensiunea tuburilor $\frac{1''}{4}$ pînă la 1''.

Pentru informații detaliate adresați-vă la:

C.A. NORGREN ITD,
SHIPSTON-ON-STOUR WARWICKSHIRE,
ENGLAND TEL SHIPSTON-ON-STOUR
676 (5 linii).

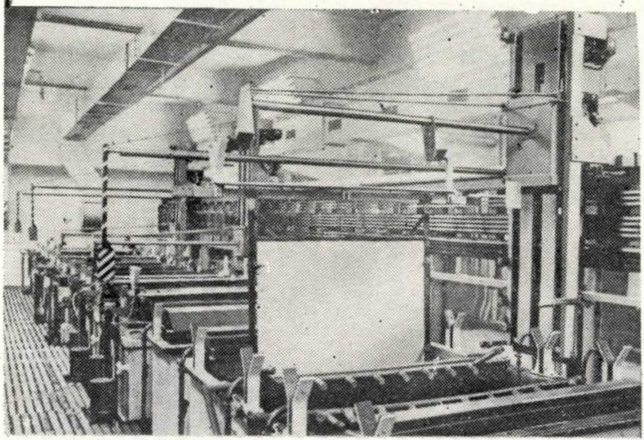
PUBLICOM

Comandă după program — cu multe posibilităţi de variaţie

Automatizarea proceselor galvanotehnice este baza raţionalizării în industrie.
Tehnica automatizării celei mai moderne o reprezintă în această privinţă

LINIILE DE GALVANIZARE COMANDATE DUPĂ PROGRAM

Tip GGA | GTA | GPA



AVANTAJELE LOR CELE MAI IMPORTANTE SÎNT:

Comandă după program şi capacitate mare de variaţie.
Comanda după program permite să se pună în funcţiune aparatele după tehnologiile dorite. În plus, „liniile" noastre corespund fluxului tehnologic al întregului sistem de lucru al întreprinderilor. Automatul poate fi instalat în diverse feluri, conform locului de muncă. El este indicat pentru cantităţi anumite de materiale care urmează a fi galvanizate şi care vor fi acoperite cu diferite metale. Automatul este livrat în tipurile: GGA (încărcarea batiului), GTA (încărcarea tamburului) şi GPA (încărcarea plăcilor).

ALTE AVANTAJE:

Construcţia conform principiului chesonului.
Calitatea constantă a grosimii stratului.
Reducerea cheltuielilor de producţie.
Economisirea forţelor de muncă.
Consum redus de energie şi chimicale.
Doriţi să aflaţi mai multe amănunte despre liniile noastre de galvanizare?

Cereţi broşurile respective ale VEB Galvanotechnik, Leipzig.

Vă rugăm să ne vizitaţi cu ocazia Tîrgului de toamnă din **Leipzig**, în perioada 5—12.09.1971, pe terenul Tîrgului, Hala 9 b.

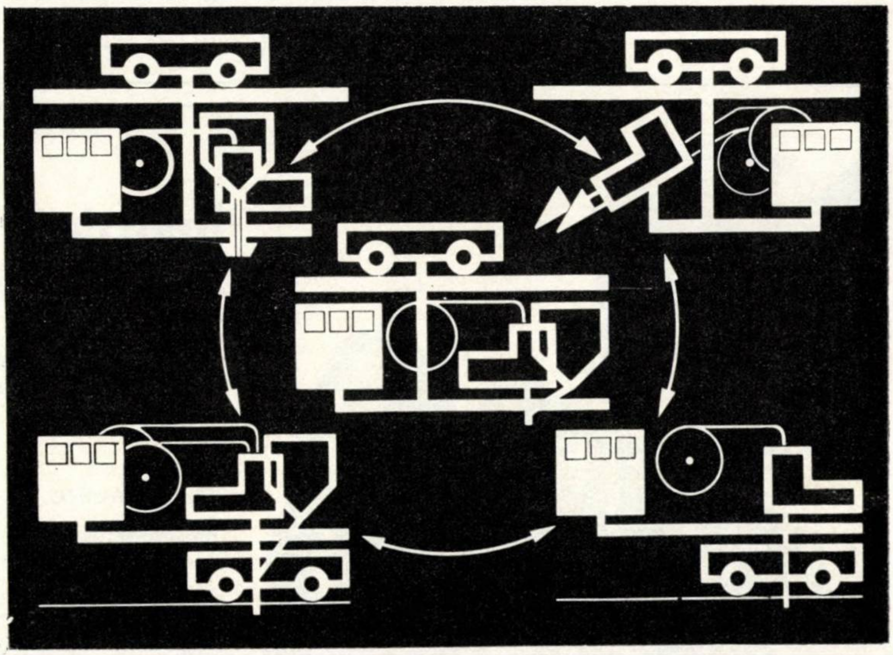
Exportator:
108 Berlin,
Taubenstrasse 4—6

TechnoCommerz GmbH
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Posibilitatea de a se adapta la condiţii tehnologice variabile

este o cerinţă des întîlnită astăzi în serviciul de tehnica sudării. Pentru aceasta, sînt necesare însă agregate de sudare care posedă o capacitate mare de adaptare. Automatele de sudare de la Finsterwalde oferă această posibilitate şi s-au evidenţiat prin modul lor de a fi utilizate industrial. Ele pot fi comutate repede şi sigur pentru a fi utilizate în alte procedee de fabricaţie. Automatul de sudare tip UT este destinat sudării UP cu un cablu sau cu cabluri paralele, sudării cu CO_2 cu un cablu, sudării de colţ UP şi CO_2 cu unul sau două braţe precum şi sudării benzilor.
Vă rugăm să vă informaţi referitor la aceste automate universale produse la Finsterwalde.



MANSFELD

VEB MANSFELD KOMBINAT WILHELM PIECK

Betriebsdirektion Anlagen- u. Gerätebau

BETRIEB FÜR SCHWEISSTECHNIK FINSTERWALDE DDR 798 FINSTERWALDE

Exporteur:

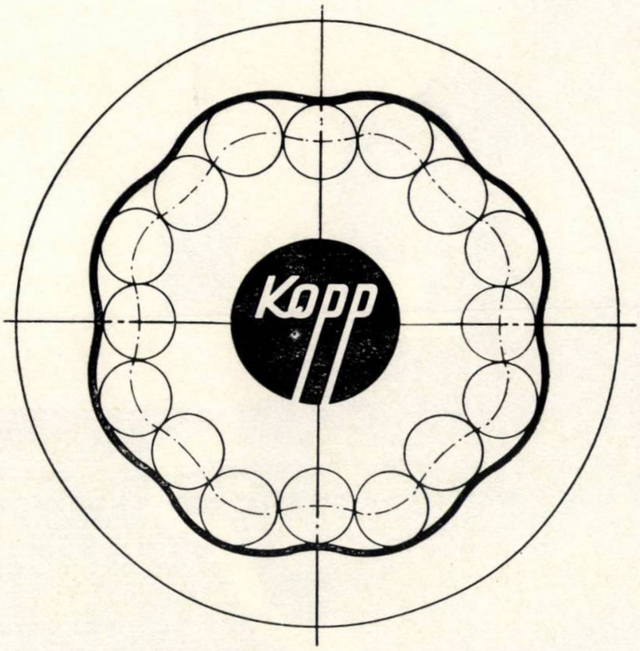
Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT

DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

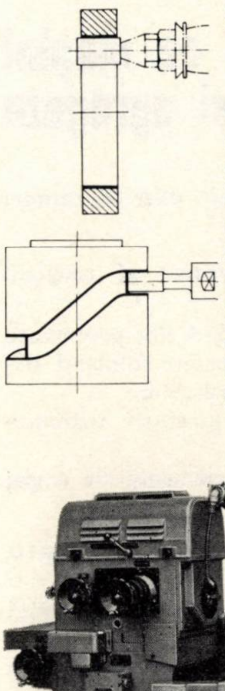
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN·ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

Rugăm pe cei interesaţi să se adreseze la:
Ambasada Republicii Democrate Germane în R.S.R.
Secţia Politică şi Comercială
Biroul tehnic — comercial al
AHB Elektrotechnik
Calea Dorobanţilor 14
Bucureşti

PUBLICOM



MAŞINI UNIVERSALE DE ŞLEFUIT PRIN COPIERE TIP UKS



Pentru şlefuirea de precizie, economică, a curbelor înfăşurătoare şi a camelor plane.

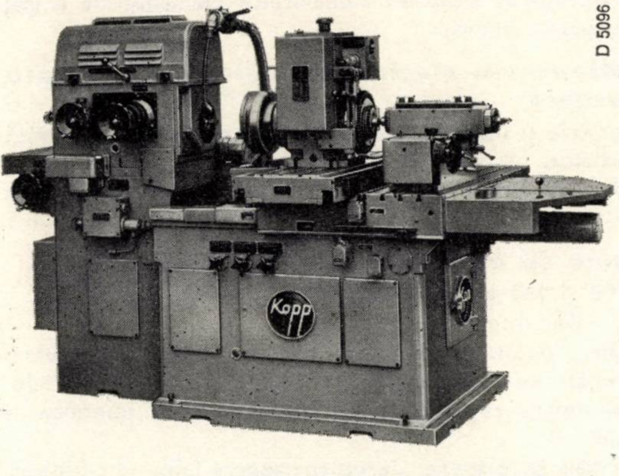
Programul nostru de producţie mai cuprinde:

Maşini universale de frezat prin copiere

Maşini de frezat şi de şlefuit prin copiere,

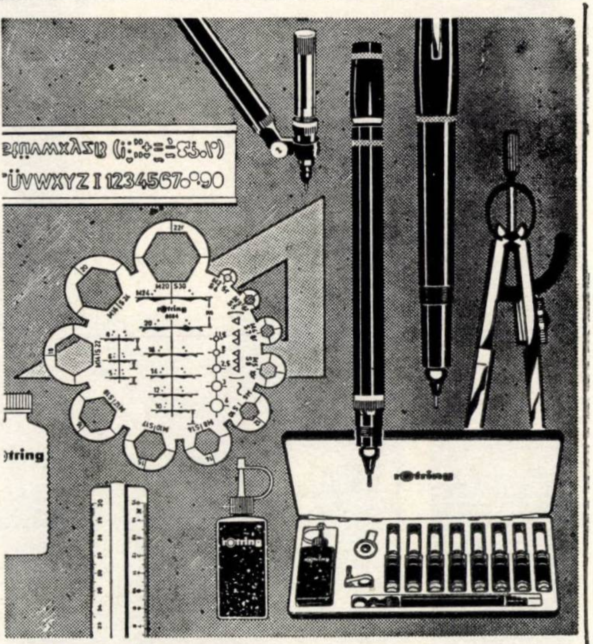
Maşini de frezat caneluri longitudinale şi circulare.

D 5096



Fritz Kopp

Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
7910 Neu-Ulm, Postfach 1549
Tel. (0731) 7 82 62, Telex 07 12 845



rotring

macht das Zeichnen leichter

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuş Rapidograph, primul stilou cu tuş din lume, cu sistem tubular şi mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm. Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raţionalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.

Pentru scrierea curată şi exactă, Rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.

Special pentru desenul pe material plastic a fost confecţionat stiloul cu tuş Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 8 grosimi de linii de la 0,15 la 1,2 mm. De asemenea a fost adoptat pentru tuşuri dizolvante de folii şi solubile în apă. Cu Rotring se poate desena mai uşor — mai repede — mai raţoinal!

- Asigură o durată lungă de funcţionare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
- Uşurează alegerea grosimii necesare
- Trasează linii uniforme cu margini bine definite
- Asigură lucrări curate
- Are un rezervor de tuş de mare capacitate
- Se reîncarcă în mod simplu
- Se poate curăţa uşor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile, în cazurile în care se cere o înaltă precizie: stilou de tuş, tuş de desen, şablon de scris şi desenat, linii, echere, compasuri.

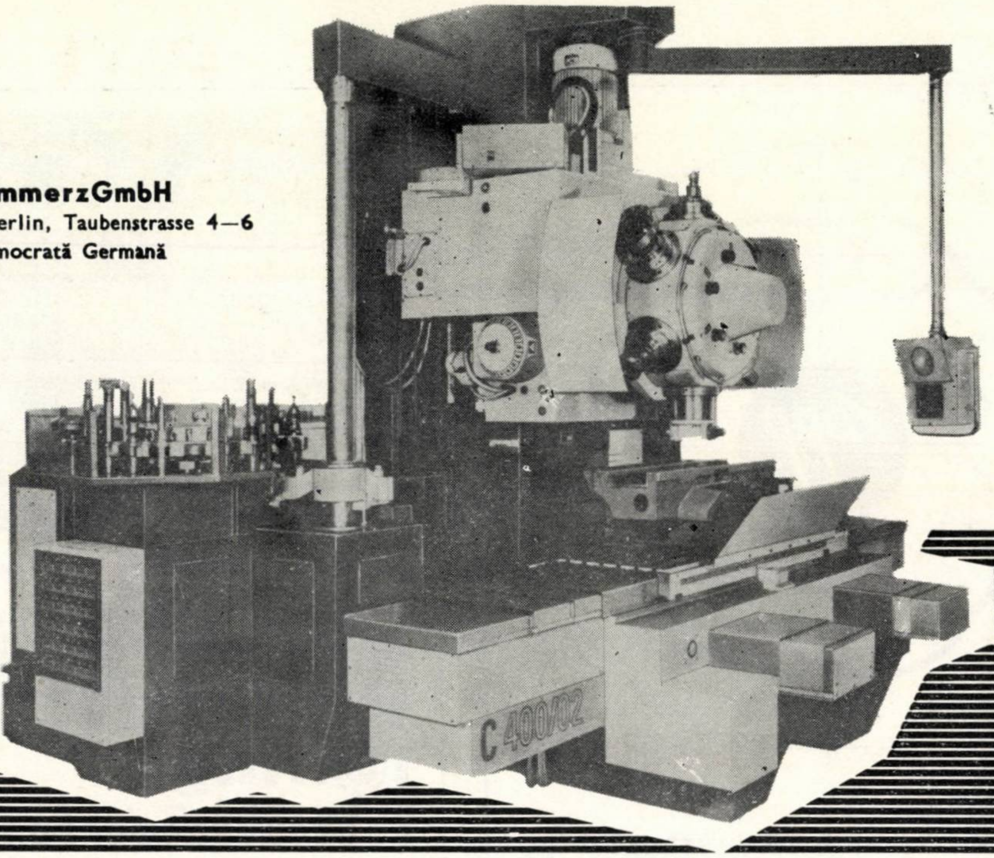
RIEPE — WERK 2 Hamburg — 54
POSTFACH 13 529

REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

Vă rugăm cereţi prospecte!

PUBLICOM

Exportator :
TechnocommerzGmbH
RDG — 108 Berlin, Taubenstrasse 4—6
Republica Democrată Germană



ORSTA *hydraulik*

In construcţia modernă de maşini şi agregate

ORSTA-Hydraulik oferă
pentru maşini de înaltă productivitate în diferite ramuri industriale

Instalaţii hidrostatice de antrenare şi reglaj conectabile.

Dispozitivele şi agregatele hidraulice ORSTA sînt proiectate pe baza unor parametri precizaţi şi montate folosind sistemele de aparate verificate ORSTA-Hydraulik.
Tehnică de interconectare universală, joncţiuni tubulare reduse, montaj favorabil.
Pentru antrenarea continuă a diferitelor elemente de reglaj şi automatizare servesc

sistemele noastre electro-hidraulice de manevrare şi antrenare

în dispozitive şi instalaţii de reglare cu prelucrare electrică a semnalelor.
Timp de manevrare redus, reacţie rapidă, înaltă precizie şi liniaritate.

Agregate de antrenare standard normate

$p = 63.100$ şi 160 kgf/cm^2
$Q = 2{,}5-100$ l/min
Proiectăm, livrăm şi montăm sisteme electro-hidraulice de antrenare pentru toate tipurile de instalaţii industriale. Serviciul nostru cuprinde toate fazele, inclusiv punerea în funcţiune.
Vă informăm cu plăcere. Cereţi prospecte folosind numărul de comandă II/71.

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik Leipzig
RDG — 701 Leipzig, Dr.Kurt-Fischer Str. 33

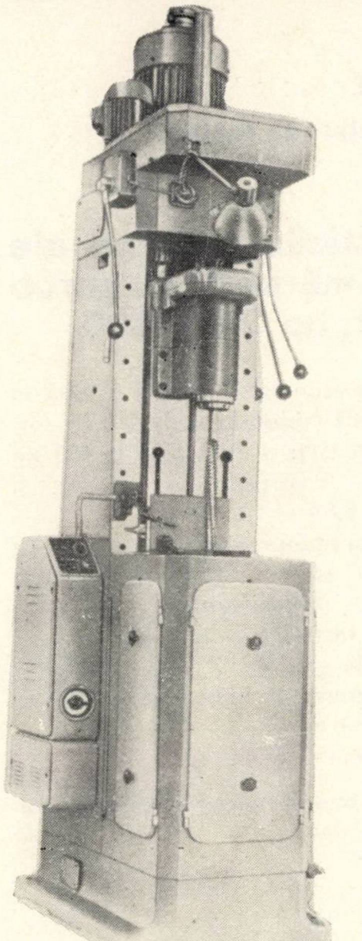
PUBLICOM

MACHINOEXPORT

O nouă maşină pentru finisarea fileturilor cu burghiul ROS-01

Pentru finisarea şi filetarea orificiilor diverselor profile din oţel, fontă, metale neferoase şi materiale plastice printr-o singură operaţie, cu ajutorul unui singur instrument prevăzut cu o mişcare combinată de avans şi rotaţie. Productivitate excepţională, precizie mare şi realizarea perfectă a suprafeţelor prelucrate, ROS-01 execută fileturi cu pas metric WHITWORTH şi cu modul diametral Pitch

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT
INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE
66



A obţinut Medalia de Aur la Tîrgul de la Leipzig în primăvara anului 1966

EXPORTATOR : „MACHINOEXPORT" S.R.L.
str. Aksakov 5,
Sofia, Bulgaria
Tel. : 88 53 21
Telex : 22—425
Telegrame : Machinoexport-Sofia

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

INTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

centrozap

Katowice, Ligonia 7, R.P. Polonă
Cutia poştală : 825
Telefon : 513—401
Telex : 0312—416 pînă la 418
Telegrame : CENTROZAP Katowice

Oferim

MAŞINI DE FĂRÎMIȚAT CU TURBINE

pentru curățarea pieselor turnate din fontă, din oțel sau forjate.

Caracteristicile tehnice ale maşinii de mărunțit metalul, cu turbine şi cu placă dublă, de tipul OWD-1000:

1. Dimensiunile de gabarit ale unei şarje de piese aşezate pe o placă — ∅ 1 200× 1 100 mm
2. Şarja admisă pe o placă 1 000 kg
3. Numărul de turbine — 2
4. Durata de mărunțire pentru o şarjă de piese turnate :
   — din fontă — 8 mm
   — din oțel turnat — 15 mm
5. Puterea totală instalată — 23,4 kW/h
6. Dimensiunile de gabarit ale maşinii: lungimea, lățimea, înălțimea — 4 610 × 3 950 × 4 800 mm
7. Greutatea maşinii — circa 6 900 kg
8. Debitul de aer aspirat necesar instalației de desprăfuire — 100 m^3/min

Caracteristicile tehnice ale maşinii de mărunțit cu şurub fără sfîrşit, tip OWT-400

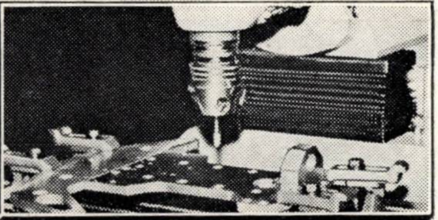
1. Dimensiunile chesonului — 900 × 1 100 mm
2. Capacitatea utilă (volumul util) — 0,35 m^3
3. Greutatea unei şarje — 350 pînă la 400 kg
4. Randamentul — fontă cenuşie—2,0—3,0 t/h
   oțel turnat — 0,84 — 1,5 t/h
5. Greutatea unitară a unei piese curățate—80 kg
6. Debitul de aer aspirat cerut de instalația de desprăfuire — 100 m^3/min
7. Puterea totală instalată — 13,1 kW
8. Dimensiunile de gabarit :
   lățimea × lungimea × înălțimea 3 200 × × 2 200 × 4 550 mm
9. Greutatea maşinii — 6 060 kg

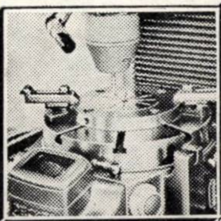
Încărcarea şi descărcarea mecanică cu ajutorul unui scripete de descărcare WOWT — 400

Producător:
Dolnoslaskie Zaklady Metalurgiczne
DOZAMET
Nowa Sol — POLSKA

Exportator:
Intreprinderea de Comerț Exterior
CENTROZAP
Katowice — Ligonia 7 — R.P.Polonă

PUBLICOM

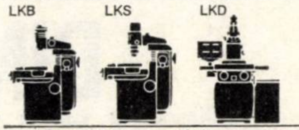




LK, ca precizie de Lere în Coordonate

Nici o problemă, dacă vă preocupă construcția de unelte sau dispozitive de precizie, de aparate sau mostre, fie că găuriți ori rectificați oteluri, metale dure, aliaje speciale sau ori ce alte materiale! Nici o problemă dacă acestea prezintă toleranța de ordinul sutimilor sau miimilor de milimetru: Mașinile Deckel LK vă asigură toate posibilitățile tehnice necesare unor prelucrări de calitate excepțională, economice și în ori ce grad de finețe.

Mașinile Deckel LK vă livrează coordonate cu precizia de lere. Coordonate de precizie, ce imprimă produselor Dvs. calitatea formelor ireproșabile!



Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate în exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează în 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști încercați.

Intrebați odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – și mai bine – întrebați-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel

7 rum

STANKOIMPORT

PASTE
CU DIAMANT
DIN U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru superfinisare, rodarea şi lustruirea suprafeţelor metalice şi ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Ele pot fi folosite atît pentru tratamentul mecanic cît şi pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant se fabrică în două tipuri :
Solubile în solvenţi organici — O,
Solubile în apă — B,
în trei concentraţii : 2, 5 şi 10%
şi în unsprezece dimensiuni ale granulelor.

Pentru informaţii mai detaliate adresaţi-vă la :

V/O "STANKOIMPORT,,
32/34, Smolenskaia — Sennaia,
Moscova G — 200, U.R.S.S.
Cablu : STANKOIMPORT MOSCOVA
Telex : 227
Telefon: 244-21-32

СТИ
STANKOIMPORT

PUBLICOM

UPAL
SLATINA

UZINA DE PRELUCRARE A ALUMINIULUI
SLATINA

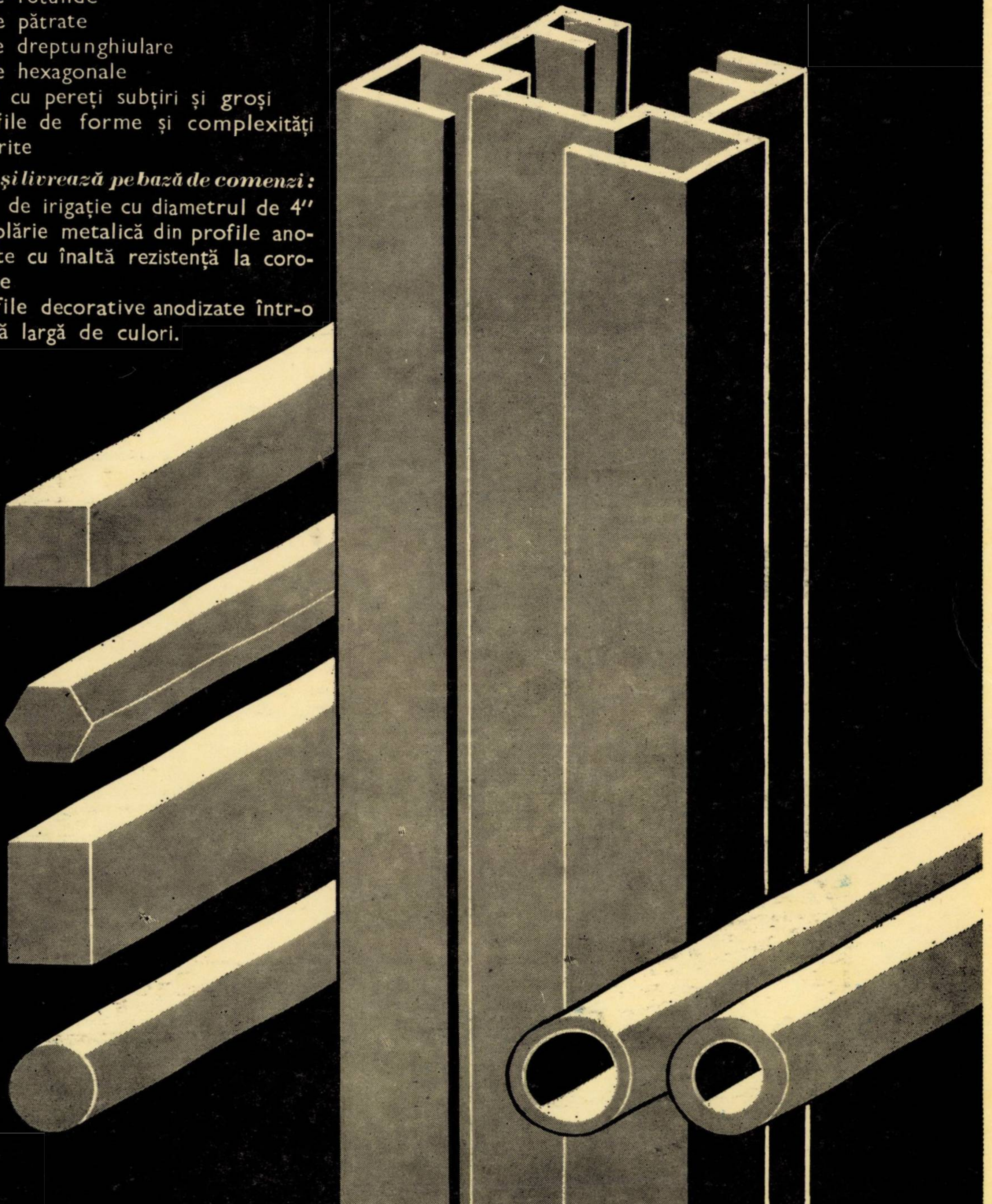
ȘOSEAUA MILCOV NR. 1

FABRICĂ SORTIMENTE VARIATE DE PRODUSE EXTRUDATE ȘI TRASE DIN ALUMINIU ȘI ALIAJE DE ALUMINIU CU CARACTERISTICI MECANICE RIDICATE:

- bare rotunde
- bare pătrate
- bare dreptunghiulare
- bare hexagonale
- țevi cu pereți subțiri și groși
- profile de forme și complexități diferite

Produce și livrează pe bază de comenzi:

- țevi de irigație cu diametrul de 4″
- tîmplărie metalică din profile anodizate cu înaltă rezistență la coroziune
- profile decorative anodizate într-o gamă largă de culori.



VULCAN
ROMANIA

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

FONDATĂ
1904

1972 MAR 2

VĂ OFERĂ:

- ● ÎNALTĂ TEHNICITATE
- ● TERMENE DE LIVRARE CONVENABILE
- ● ASISTENȚĂ TEHNICĂ

TELEFON
DESFACERE
31.40.71.

EXPORT
IMPORT
31.00.61.

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

EXPORTĂ ÎN
28 ȚĂRI — DIN
4 CONTINENTE

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 1035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm² pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

GENERATOARE RAPIDE ABUR de 800 kg abur/h —GAT 08.

GENERATOARE STABILE de 500 kg/h.

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

E 3279

R

REFERATIVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

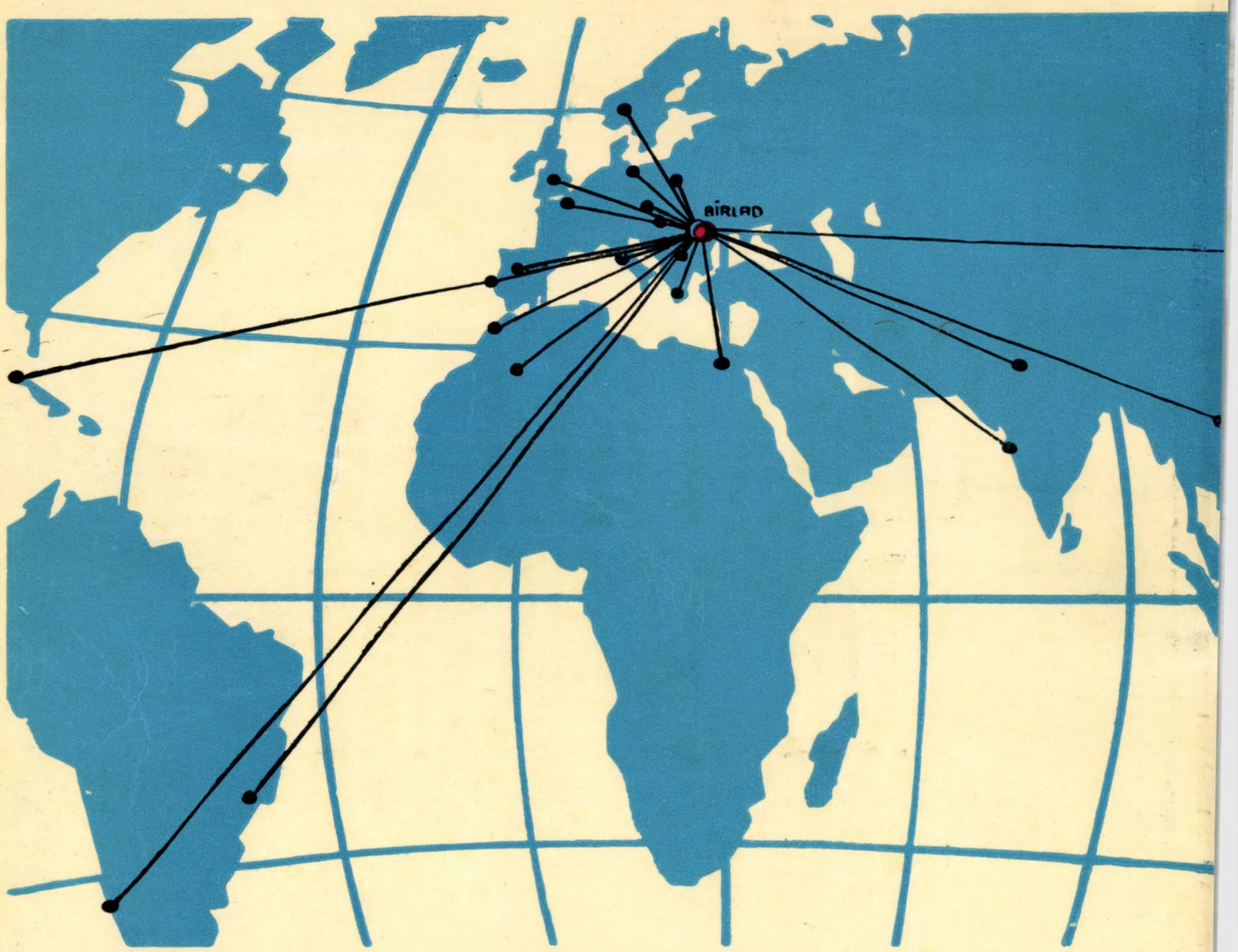
04

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIII • nr. 11 • NOIEMBRIE 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce : **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :**

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri :
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

R, 7
Tf 15

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXIII, NOIEMBRIE 1971, Nr. 11,

CUPRINS

BRĂGARU, A. : **Analiza structurală a schemelor de bazare a pieselor în dispozitivele de lucru ale mașinilor—unelte.** 645

BUCȘĂ, GH. : **O metodă rapidă pentru calculul lotului optim.** 655

CAȘLER, GH., ZETU, D. și COZMÎNCĂ, M. : **Contribuții la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oțeluri de calitate (OLC STAS 880—66).** 658

CHIRIACESCU. S, : **Calculul regimului de așchiere cu parametrii variabili.** 662

EFTIMIU, TH. : **Filetarea prin reliefare a soclurilor de lămpi electrice.** 665

HOMOȘ, T., CIOBANU, GH., COSTOIU STANA și VIȘAN, S. : **Optimizarea principalilor parametri necesari în cadrul unui sistem integrat de programare operativă a producției de serie.** 668

IVAN, M. și RUSAN, G. : **Studiul principalilor parametri ai prelucrării electrolitice.** 677

SOARE, M., EROL, M., MARINCAȘ, D. și MOLDOVAN, GH :. **Asupra distribuției presiunii pe sol la pneurile de joasă presiune.** 682

ȘTEFAN, ST., MĂRĂCINEANU ,I., GEORGESCU, AL., ANDREESCU, D. și DUMITRESCU VALERIA : **Instalație experimentală pentru studiul aerodinamic al rețelelor de palete.** 687

TOPAL, D. : **Cîteva considerații descriptive și de calcul privind transportoarele vibrante cu acționare electrodinamică.** 690

DOCUMENTARE 696

CRONICĂ 701

REVISTA REVISTELOR 703

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ — membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. AL. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. A. MOGA; ing. A. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. N. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.91–219

Брэгару, А.: **Структурный анализ схем базирования деталей в рабочих приспособлениях станков.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, стр. 645–655

ДК 621:658.523.011,2

Букшэ Г.: **Скоростной метод расчета оптимальной партии.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, стр. 655–658

ДК 621.914.2

Кашлер, Г., Зету, Д. и *Козмэнкэ, М.:* **Динамика фрезерования цилиндрической фрезой с винтовыми зубьями группы высококачественной стали (OLC STAS** 880–66).
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, стр. 658—661

ДК 621.91.001.24

Кириаческу, С.: **Расчет режима резания переменными параметрами**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, стр. 662—664

ДК 621.992:621.32.032.81

Ефтимиу, Т.: **Нарезка резьбы путем чеканки цоколя электрических ламп.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, стр. 665 –668

ДК 621:658.524:681.32.06

Гомош, Т., Чиобану, Г., Вишан, С. и *Костою Стана:* **Оптимизаця основных параметров, необходимых в рамках интегрированной системы оперативного программирования серийного производства.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, 668—677

ДК 621.9.047.7

Иван, М. и *Руссан, Г.:* **Изучение основных параметров электролитической обработки.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, стр. 677—681

ДК 629.11.012.55.001.5

Соаре, М., Ерол, М., Маринкаш, Д. и *Молдован, Г.:* **О распределении давления на грунт шин низкого давления.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11. стр. 682—687

ДК 621.869.82.001.5

Штефан, Шт., Мэрэчиняну, И., Джорджеску, Ал., Андрееску, Д. и *Думитреску Валерия:* **Экспериментальная установка для аэродинамического изучения лопастных сетей.**
Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 11 стр. 687—690

ДК 621.867.5–83.001.24

Топал, Д.: **Несколько описательных и расчетных соображений относительно вибрирующих транспортеров электродинамического привода.**

Construcţia de Maşini 23(1971), nr. 11, стр. 690—696

INHALT

DK 621.91–219

Brăgaru, A. : **Strukturelle Analyse der Schemas für Einspannung der Werkstücke in die Spannvorrichtungen an Werkzeugmaschinen.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 11, S. 645–655

DK 621 :658.523.011.2

Bucşă, Gh. : **Ein Schnellverfahren zur Berechnung des optimalen Lots.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 11, S. 655—658

DK 621.914.2

Caşler, Gh., Zetu, D. und *Cozmîncă, M.* : **Beiträge zur Dynamik des Fräsens mit zylindrischen Schneckenfräsen für die Qualitätsstähle (OLC STAS** 880–66).

Construcţia de Maşini 23 (1971) H, 11, S. 658—661

DK 621.91.001.24

Chiriacescu, S. : **Berechnung des Zerspannungsbetriebs mit veränderlichen Parametern.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 11, S. 662—664

DK 621.992 :621.32.032.81

Eftimiu, Th. : **Gewindeschneiden der Sockeln für elektrische Lampen, durch Reliefierung.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 11, S. 665—668

DK 621. :658.524 :681.32.06

Homoş, T., Ciobanu, Gh., Costoiu Stana und *Vişan, S.* : **Optimisierung der Hauptparameter für ein zusammenfassendes System der Arbeitsprogrammierung bei Serienproduktion.**

Construcţia de Maşini 23(1971), H. 11, S. 668—677

DK 621.9.047.7

Ivan, M. und *Rusan, G.* : **Studium der Hauptparameter der elektrolythischen Verarbeitung.**

Construcţia de Maşini 23(1971), H. 11, S. 677—681

DK 629.11.012.55.001.5

Soare, M., Erol, M., Marincaş, D. und *Moldovan, Gh.* : **Uber die Druckverteilung auf den Boden bei den Tiefdruckreifen,**
Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 11, S. 682–687

DK 621.869.82.001.5

Ştefan, St., Mărăcineanu, I., Georgescu, Al., Andreescu, D. und *Dumitrescu Valeria* : **Experimentalanlage zwecks aerodynamischer Untersuchung an Flächenanordnungen.**
Construcţia de Maşini 23 (1971), H. 11, S. 687—690

DK 621.867.5–83.001.24

Topal, D. : **Einige darstellende-und Berechnungsbetrachtungen, hinsichtlich der vibrationsfördernden Anlagen im elektrodynamischen Antrieb.**
Construcţia de Maşini 23 (1971) H. 11, S. 690—696

CONTENTS

DC 621.91—219

Brăgaru, A. : **Structure analysis of the setting-out diagram of working pieces in the fixtures of machine tools.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 645—655

DC 621 :658.523.011.2

Bucşă, Gh. : **Rapid method for the determination of the optimum lot.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 655—658

DC 621.914.2

Caşler, Gh., *Zetu, D.* and *Cozmîncă, M.* : **Contributions to the dynamics of helical-cylindrical milling of high-grade steels (OLC STAS 880—66).**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 658—661

DC 621.91.001.24

Chiriacescu, S. : **Determination of the cutting system with variable parameters.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 662—664

DC 621.992 :621.32.032.81

Eftimiu, Th. : **Machining threading of electric lamp sockets**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 665—668

DC 621 :658.524 :681.32.06

Homoş, T., *Ciobanu, Gh.*, *Costoiu Stana* and *Vişan, S.* : **Optimizing of the main parameters required for an integrated operative programming system of mass production.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 668—677

DC 621.9.047.7

Ivan, M. and *Rusan, G.* : **Study of main parameters of electrolytic treatment.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 677—681

DC 629.11.012.55.001.5

Soare, M., *Erol, M.*, *Marincaş, D.* and *Moldovan, Gh.* : **About the distribution of load on soil exerted by balloon tyres.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 682—687

DC 621.869.82.001.5

Ştefan, St., *Mărăcineanu, I.*, *Georgescu, Al.*, *Andreescu, D.* and *Dumitrescu Valeria* : **Experimental installation for aerodynamical study of blade networks.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 687—690

DC 621.867.5—83.001.24

Topal, D. : **Descriptive and calculus considerations on electrodynamically actuated vibrating conveyers.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), nr. 11, p. 690—696

SOMMAIRE

CD 621.91—219

Brăgaru, A. : **L'analyse structurale des schémas utilisés pour baser les pièces dans les dispositifs de travail des machines-outils.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 645—655

CD 621 :658.523.011.2

Bucşă, Gh. : **Une méthode rapide pour le calcul du lot optimum.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 655—658

CD 621.914.2

Caşler, Gh., *Zetu, D.* et *Cozmîncă, M.* : **Contributions à la dynamique du fraisage, au moyen des fraises cylindriques hélicoïdales, des aciers faisant partie du groupe de qualité (OLC STAS 880—66).**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 658—661

CD 621.91.001.24

Chiriacescu, S. : **Le calcul du régime de rabotage en copeaux à paramètres variables.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 662—664

CD 621.992 :621.32.032.81

Eftimiu, Th. : **Le filétage par reliéfage des socles des lampes électriques.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 665—668

CD 621. :658.524 :681.32.06

Homoş, T., *Ciobanu, Gh.*, *Costoiu Stana* et *Vişan, S.* : **L'optimisation des principaux paramètres nécessaires dans le cadre d'un système intégré pour l'élaboration d'un programme opératif de la production en série.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 668—677

CD 621.9.047.7

Ivan, M. et *Rusan, G.* : **L'étude des principaux paramètres de l'usinage électrolytique.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 677—681

CD 629.11.012.55.001.5

Soare, M., *Erol, M.*, *Marincaş, D.* et *Moldovan, Gh.* : **En ce qui concerne la distribution de la pression sur le sol des pneus de basse pression.**

Construcţia de Maşini 23)1971), no. 11, p. 682—687

CD 621.869.82.001.5

Ştefan, St., *Mărăcineanu, I.*, *Georgescu, Al.*, *Andreescu, D.* et *Dumitrescu Valeria* : **Installation expérimentale pour l'étude aérodynamique des réseaux de palettes.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 687—690

CD 621.867.5—83.001.24

Topal, D. : **Quelques considérations descriptives et de calcul concernant les transporteurs vibratoires à action électrodynamique.**

Construcţia de Maşini 23 (1971), no. 11, p. 690—696

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director : 14.62.67; Redacţia : Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 2800.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

FABRICA DE FRIGIDERE GĂEȘTI

- Frigiderele tip „Frigero, Frigero-super și Frigero Lux" model cabinet sînt echipate cu agregate frigorifice funcționînd cu motocompresoare ermetice care asigură un consum redus de energie electrică și un mers silențios.
- Izolate cu spumă poliuretanică, prevăzute cu închidere prin garnitură magnetică, asigură o temperatură scăzută permițînd păstrarea în bune condițiuni a diverselor produse alimentare.
- In camera de joasă temperatură realizează —12°C (regim XX), iar în compartimentul de răcire 0°C la + 5°C.
- Cuva fiind din masă plastică permite o depozitare higienică și o întreținere ușoară.
- Depozitarea produselor se face pe grătare metalice protejate cu poliamidă.

Caracteristici tehnice	Unități de măsură	Frigero Lux	Frigero super	Frigero
Dimensiuni de gabarit :				
— înălțime	mm	1380	1035	850
— adîncime	mm	598	598	598
— lățime	mm	545	545	545
Capacitatea brută	l	240	180	140
Compartiment de joasă temperatură	l	18,4	18,4	13,6
Greutatea	kg	60	50	40
Consum energie electrică				
— la temperatura ambiantă de 25°C	kWh/24h	1	0,8	0,6
— la temperatura ambiantă de 32°C	kWh/24h	1,6	1,3	1
Producția de ghiață	kg/24h	7,2	5,4	4,2
Puterea motocompresorului	CP	1/6	1/8	1/8

Analiza structurală a schemelor de bazare a pieselor în dispozitivele de lucru ale mașinilor — unelte

Dr. ing. Aurel BRĂGARU – Șef de lucrări la Institutul politehnic – București

1 Prin ce se caracterizează o schemă de bazare

Cu toată marea diversitate a pieselor ce se prelucrează în dispozitive, diversitate decurgînd din combinarea elementelor ce caracterizează piesele, se poate face constatarea că în procesul de orientare al unei piese oricît de complexă ar fi aceasta, nu participă decît un număr limitat de suprafețe denumite baze participante, prin care se stabilește contactul direct al piesei cu elementele de bazare ale dispozitivului, denumite reazeme. Neintrînd în analiza caracterului contactului bază — element de bazare, ne limităm a preciza că, potrivit principiilor simbolizării informaționale [1], [2], pentru fiecare element de dispozitiv care participă la procesul de orientare al piesei, există un simbol asociat elementului ce definește în același timp atît starea de bazare cît și elementul de dispozitiv. Ansamblul simbolurilor dispuse pe bazele de orientare a piesei formează schema de bazare a piesei în dispozitivul de lucru pe mașina-unealtă considerată, în vederea generării unei suprafețe sau a unui grup de suprafețe, cu scule reglate la cotă. Cum schema de bazare depinde de numărul și felul simbolurilor asociate elementelor de orientare, iar acestea sînt legate la rîndul lor de bazele folosite în procesul de orientare se poate afirma că o anumită schemă de bazare este caracterizată prin :

- forma geometrică a bazelor participante ;
- dimensiunile bazelor participante ;
- numărul bazelor participante ;
- poziția relativă a bazelor participante ;
- precizia de formă (macro și microgeometrică) dimensională și de poziție a bazelor participante ;
- indicii funcționali—cinematici și de natură ai schemei de bazare g_γ și respectiv r_α t_β.

În cele ce urmează ne vom ocupa de primele trei caracteristici.

2. *Cu privire la forma geometrică a bazelor participante*

Cu precizarea că sub noțiunea de bază participantă se înțelege baza care participă în procesul de orientare legînd grade de libertate condiționate (bază principală) sau necondiționate (bază auxiliară) ; în figura 1 sînt prezentate tipurile de baze principale și auxiliare.

Se insistă asupra precizării că în toate cele trei tipuri de baze (suprafață, curbă, punct) este vorba numai de bazele reale și nu de bazele de raportare (geometrice, fictive).

Bazele de tip „suprafață" (s) au frecvența cea mai mare în ansamblul bazelor participante, regăsindu-le ca suprafețe reale, componente a pieselor de tipul carcaselor ; tipul arborilor ; tipul bucșelor ; tipul discurilor ; tipul pîrghiilor ; tipul pieselor cu axe încrucișate sau altor tipuri.

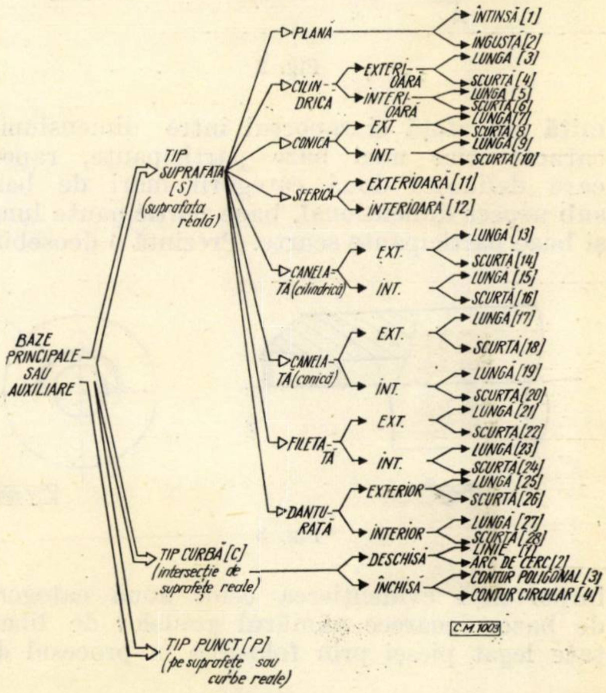

BAZE PRINCIPALE SAU AUXILIARE
TIP SUPRAFATA [S] (suprafata reală)
PLANA
ÎNTINSĂ [1]
ÎNGUSTĂ [2]
CILINDRICA
EXTERIOARĂ
LUNGA [3]
SCURTĂ [4]
INTERIOARĂ
LUNGA [5]
SCURTA [6]
CONICĂ
EXT.
LUNGA [7]
SCURTA [8]
INT.
LUNGA [9]
SCURTA [10]
SFERICĂ
EXTERIOARĂ [11]
INTERIOARĂ [12]
CANELATĂ (cilindrică)
EXT.
LUNGĂ [13]
SCURTĂ [14]
INT.
LUNGA [15]
SCURTĂ [16]
CANELATĂ (conică)
EXT.
LUNGA [17]
SCURTĂ [18]
INT.
LUNGĂ [19]
SCURTĂ [20]
FILETATĂ
EXT.
LUNGĂ [21]
SCURTA [22]
INT.
LUNGĂ [23]
SCURTĂ [24]
DANTURATĂ
EXTERIOR
LUNGA [25]
SCURTĂ [26]
INTERIOR
LUNGĂ [27]
SCURTĂ [28]
TIP CURBĂ [C] (intersecție de suprafețe reale)
DESCHISĂ
LINIE [1]
ARC DE CERC [2]
ÎNCHISĂ
CONTUR POLIGONAL [3]
CONTUR CIRCULAR [4]
TIP PUNCT [P] (pe suprafete sau curbe reale)
C.M.1003

Fig. 1

Cu foarte mici excepții considerate drept cazuri cu totul speciale (bazarea pe suprafețe cu profil complex), cele 28 de suprafețe $S_1 \div S_{28}$ acoperă aproape integral cazurile de bazare frecvent întîlnite în proiectarea și construcția dispozitivelor.

Bazele de tip „curbă" (c), (fig. 2, 3, 4, 5) definite ca intersecție de suprafețe reale au o frecvență redusă în ansamblul bazelor participante în special datorită problemelor legate de contactul bază — element de bazare.

Bazele de tip „punct" (p), definite ca puncte aparținînd suprafețelor sau curbelor reale ale pieselor au cea mai redusă frecvență în ansamblul bazelor participante, explicabil atît prin construcția pieselor (fig. 2) cît și prin problemele legate de contactul bază — element de bazare.

3. *Cu privire la dimensiunile bazelor participante*

Din punct de vedere al procesului de orientare al piesei interesează nu intervalul de variaţie al fiecărei dimensiuni ce determină o anumită suprafaţă ci raportul între dimensiunile caracteristice unei baze participante, raport care defineşte două categorii mari de baze sub aspect dimensional, baze participante lungi şi baze participante scurte. Prezintă o deosebită importanţă evidenţierea celor două categorii de baze, deoarece numărul gradelor de libertate legat piesei prin folosirea în procesul de orientare a unei anumite baze diferă de la o categorie la alta. Astfel în tabela 1 sînt prezentate bazele de tip suprafaţă conform figurii 1 şi numărul maxim al gradelor de libertate posibil de legat în funcţie de categoria dimensională a bazei.

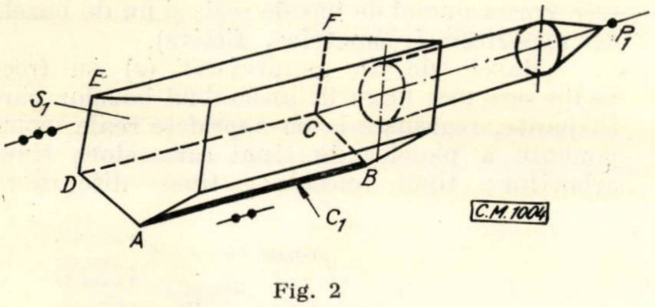


Fig. 2

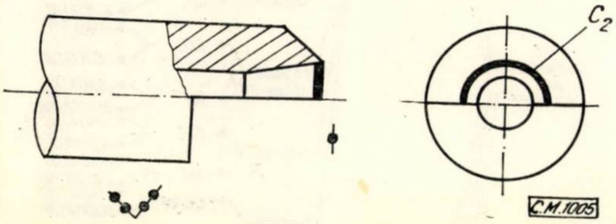


Fig. 3

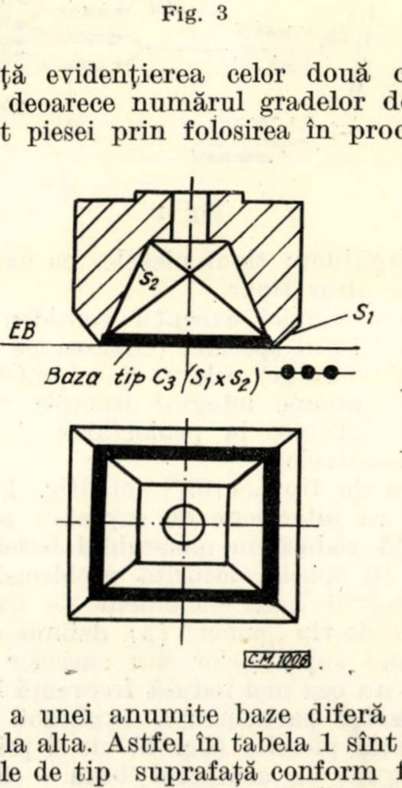


Fig. 4

Este deosebit de important de subliniat că în procesul de orientare, o anumită bază de tip suprafaţă, în funcţie de forma geometrică şi categoria dimensională poate participa nu cu oricare valoare între 1 şi 6 pentru $g_{\gamma max}$ ci cu anumite valori bine stabilite pentru indicele funcţional-cinematic $g_{\gamma max}$. De subliniat că pentru cazul de folosire a mai multor baze participante în schema de bazare, există indicii cinematici — funcţionali posibili pentru fiecare bază în parte cu valori mai mari decît $g_{\gamma max}$ caracteristic respectivei baze.

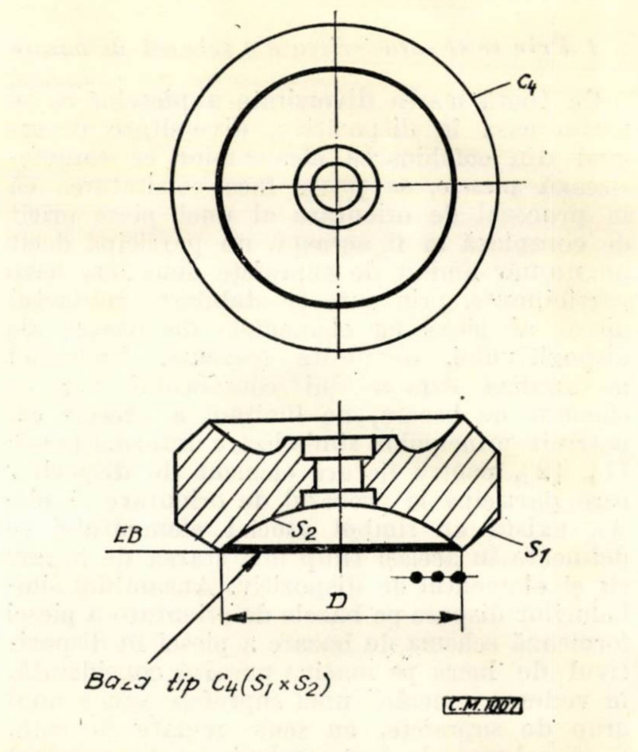


Fig. 5

Se demonstrează astfel că într-o analiză structurală a unei scheme de bazare trebuie să se ţină seama de criteriul dimensional al bazelor participante.

4. *Cu privire la numărul bazelor participante*

În procesul de orientare al unei piese poate participa o singură bază sau mai multe baze, bazele putînd fi oricare dintre cele prezentate în figura 1. Mergînd pe ideea generalizării, interesează numărul total (n_{total}) de variante (situaţii), de bazare ce pot apărea prin utilizarea în procesul de orientare a unei singure baze, a două baze şi sau a trei baze.

Din analiza gradelor de libertate legate de diferitele baze participante, rezultă că pentru $n = 3$ se acoperă cu foarte mici excepţii toate cazurile de bazare completă. Pentru trata-

Tabela 1

Baza participantă de tip suprafaţă	Categoria dimensională a bazei conform figurii 1	Nr. maxim al gradelor de libertate legate $g_{\gamma max}$					
		1	2	3	4	5	6
Plană	întinsă			0			
	îngustă		0				
Cilindrică exterioară	lungă				0		
	scurtă		0			0	
Cilindrică interioară	lungă				0		
	scurtă		0				
Conică exterioară	lungă					0	
	scurtă			0			
Conică interioară	lungă					0	
	scurtă			0			
Canelată cilindrică exterioară	lungă					0	
	scurtă			0			
Canelată cilindrică interioară	lungă					0	
	scurtă			0			
Canelată conică exterioară	lungă						0
	scurtă				0		
Canelată conică interioară	lungă						0
	scurtă				0		
Filetată cilindrică exterioară	lungă				0		
	scurtă		0				
Filetată cilindrică interioară	lungă				0		
	scurtă		0				
Danturată cilindrică exterioară	lungă					0	
	scurtă			0			
Danturată cilindrică interioară	lungă					0	
	scurtă			0			

rea sistematică a problemei se va proceda la analizarea celor trei cazuri şi anume :

Cazul I — în procesul de orientare participă o singură bază, n_1 reprezentînd numărul situaţiilor de bazare în acest caz.

Cazul II — în procesul de orientare participă două baze, n_2 reprezentînd numărul situaţiilor de bazare în acest caz.

Cazul III — în procesul de orientare participă trei baze, n_3 reprezentînd numărul situaţiilor de bazare în acest caz.

Cazul I (n_1)

Baza participantă în procesul de orientare poate fi de tip suprafaţă (*s*), curbă (*c*) sau punct (*p*) şi în consecinţă urmînd ideea sistematizării în tratarea problemei se vor considera subcazurile :

Subcazul I_1 — o bază participantă de tip suprafaţă, n_{1_s} reprezentînd numărul situaţiilor de bazare în acest subcaz.

Subcazul I_2 — o bază participantă de tip curbă, n_{1c} reprezentînd numărul situaţiilor de bazare în acest subcaz.

Subcazul I_3 — o bază participantă de tip punct, n_{1p} reprezentînd numărul situaţiilor de bazare în acest subcaz.

Avînd în vedere clasificarea bazelor prezentate în figura 1, poate fi determinat numărul variantelor de bazare n_{1s} ; n_{1c} ; şi n_{1p}.

Cazul II (n_2)

Acest caz se caracterizează prin participarea în procesul de orientare a piesei a două baze, oricare dintre cele relevate în figura 1 şi de aici problema cuplurilor sau asociaţiilor de baze participante. În schema din figura 6 sînt prezentate subcazurile cazului II în funcţie de tipul cuplului sau asociaţiei de baze.

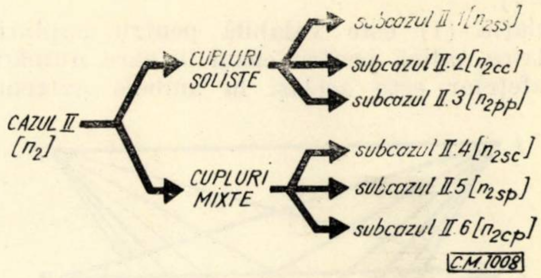


Fig. 6

Subcazul II_1 (n_2s) — Cuplul solist format din două baze participante de tip suprafaţă. Oricare din suprafeţele ce formează cuplul pot fi oricare din cele 28 de suprafeţe de $s_1 \div s_{28}$ indicate în figura 1.

Numărul variantelor n_{2ss} se poate determina aplicînd relaţia :

$$n_{2ss} = \frac{n_{1s}(n_{1s}+1)}{2}, \tag{1}$$

în care n_{1s} reprezintă numărul variantelor de bazare cu participarea unei singure baze de tip suprafaţă şi poate lua valori cuprinse între 1 şi 28, în conformitate cu figura 1.

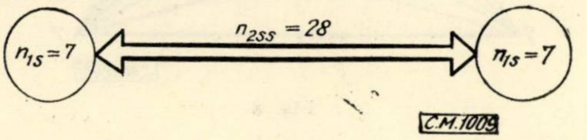


Fig. 7

În tabela 2 sînt trecute valorile lui n_{2ss} în funcţie de valorile lui n_{1s} calculate cu relaţia (1). Demonstrarea relaţiei (1) se bazează pe observaţia că admiţînd cuplul de două baze participante (fig. 7), cele două baze pot fi oricare

Tabela 2

n_{1s}	n_{2ss}	n_{1s}	n_{2ss}
1	1	16	136
2	3	17	153
3	6	18	171
4	10	19	190
5	15	20	210
6	21	21	231
7	28	22	253
8	36		
9	45	23	274
10	55	24	300
11	66	25	325
12	78	26	351
13	91	27	378
14	105	28	406
15	120		

din cele 28 de suprafeţe însă într-un număr egal la extremele cuplului — (ex. din figura 7 $n_{1s} = 7$).

Relaţia (1) este valabilă pentru cuplurile simetrice, adică pentru cazul în care numărul suprafeţelor este acelaşi la ambele extreme.

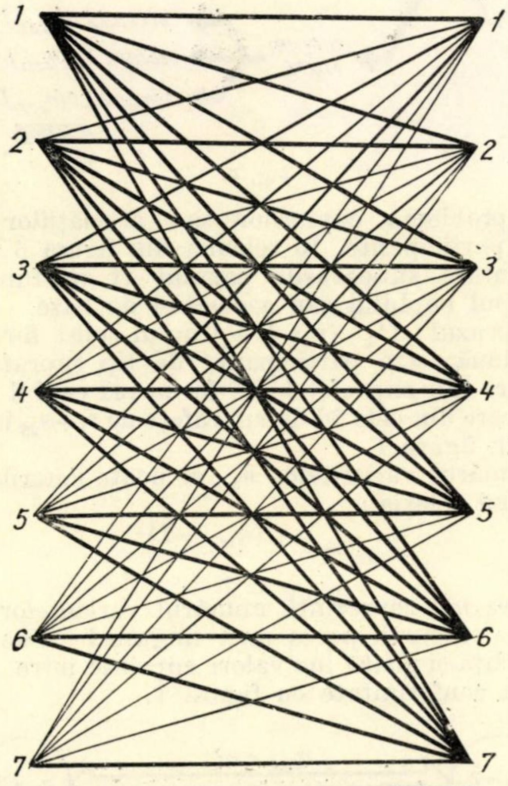


Fig. 8

Din figura 8 se constată că pentru $n_{1s} = 7$ numărul teoretic al variantelor (numărul total al liniilor de legătură între bazele participante) este 49 adică n_{1s}^2, pe cînd numărul practic al variantelor (numărul liniilor îngroşate ce leagă respectivele baze participante) este 28.

Transpunînd totalitatea legăturilor din schema din figura 8 într-un tablou simetric (vezi fig. 9) în fiecare căsuţă a acestui tablou se va

S_1S_1	S_2S_1	S_3S_1	S_4S_1	S_5S_1	S_6S_1	S_7S_1
S_1S_2	S_2S_2	S_3S_2	S_4S_2	S_5S_2	S_6S_2	S_7S_2
S_1S_3	S_2S_3	S_3S_3	S_4S_3	S_5S_3	S_6S_3	S_7S_3
S_1S_4	S_2S_4	S_3S_4	S_4S_4	S_5S_4	S_6S_4	S_7S_4
S_1S_5	S_2S_5	S_3S_5	S_4S_5	S_5S_5	S_6S_5	S_7S_5
S_1S_6	S_2S_6	S_3S_6	S_4S_6	S_5S_6	S_6S_6	S_7S_6
S_1S_7	S_2S_7	S_3S_7	S_4S_7	S_5S_7	S_6S_7	S_7S_7
VARIANTE						
7	6	5	4	3	2	1

$$n_{2SS} = 7 + 6 + 5 + 4 + 3 + 2 + 1 = 28 \rightarrow$$

$$n_{2SS} = \frac{n_{1S}\,(n_{is} + 1)}{2} = \frac{7\,(7 + 1)}{2} = 28$$

Fig. 9

S \ S	1	2	3	4	5	6	7	TOTAL
1	●	●	●	●	●	●	●	7
2		●	●	●	●	●	●	6
3			●	●	●	●	●	5
4				●	●	●	●	4
5					●	●	●	3
6						●	●	2
7							●	1
TOTAL	1	2	3	4	5	6	7	28 28

$$n_{2SS} = n_{is}^2 - \frac{n_{1S}(n_{1S} - 1)}{2} = \frac{n_{1S}(n_{1S} + 1)}{2}$$

$$n_{2SS} = 7^2 - \frac{7(7 - 1)}{2} = 49 - \frac{7 \times 6}{2} = 49 - 21 = 28$$

$$n_{2SS} = \frac{7(7 + 1)}{2} = \frac{7 \times 8}{2} = 28$$

Fig. 10

găsi un cuplu de baze de tip suprafaţă, cu literă îngroşată fiind marcate bazele existente la un extrem al cuplului şi cu literă subţire cele existente la celălalt extrem. Îngroşînd în tabloul din figura 9 pătratele corespunzătoare liniilor groase din schema din figura 8, rezultă un total parţial pe coloane reprezentînd numărul practic al variantelor pentru fiecare coloană. Numărul total al variantelor subcazului II$_1$, n_{2ss} apare astfel ca o sumă a variantelor posibile pe coloane, adică 28 satisfăcînd relaţia (1). La acelaşi rezultat se poate ajunge folosind un tablou simetric, mai simplu şi cu posibilităţi de generalizare prezentat în figura 10. În această tabelă au fost marcate căsuţele corespunzătoare cazurilor practice. Numărul total al variantelor n_{2ss} fiind şi în acest caz 28 determinat fie pe ultima linie, fie pe ultima coloană a tabloului simetric.

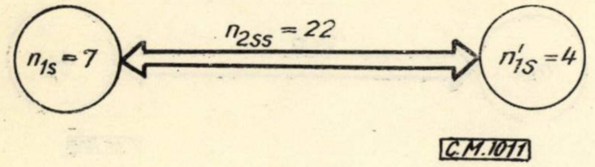


Fig. 11

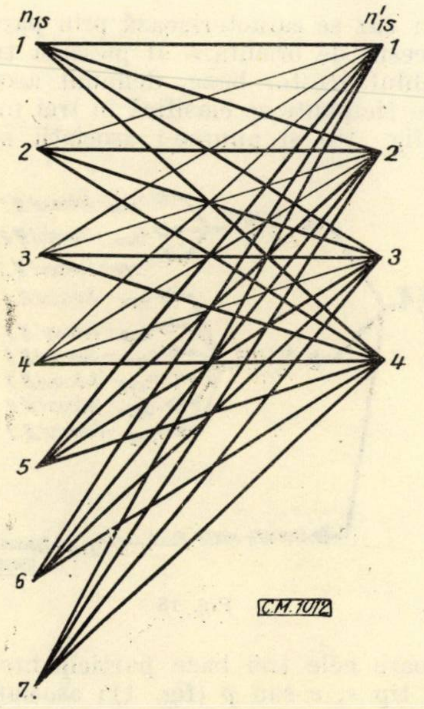


Fig. 12

În cazul cuplurilor asimetrice figura 11, numărul variantelor subcazului II$_1$, n_{2ss} se poate stabili cu relaţia:

$$n_{2ss} = n_{1s} \cdot n'_{1s} - \frac{(n_{1s} - n'_{1s})\,[(n_{1s} - n'_{1s}) + 1]}{2}, \quad (2)$$

în care n_{1s} şi n'_{1s} reprezintă numărul bazelor de tip suprafaţă ce se găsesc la cele două extreme.

Schema legăturilor în cazul cuplurilor asimetrice este reprezentată pentru un exemplu în figura 12.

Şi în acest caz se poate forma un tablou dreptunghiular (fig. 13) cu ajutorul căruia putem să stabilim numărul şi felul variantelor, număr determinat ca sumă a valorilor parţiale pe coloane sau prin aplicarea relaţiei (2).

S_1S_1	S_1S_2	S_1S_3	S_1S_4
S_2S_1	S_2S_2	S_2S_3	S_2S_4
S_3S_1	S_3S_2	S_3S_3	S_3S_4
S_4S_1	S_4S_2	S_4S_3	S_4S_4
S_5S_1	S_5S_2	S_5S_3	S_5S_4
S_6S_1	S_6S_2	S_6S_3	S_6S_4
S_7S_1	S_7S_2	S_7S_3	S_7S_4
VARIANTE			
7	6	5	4

$$n_{2SS} = 7 + 6 + 5 + 4 = 22$$

$$n_{2SS} = n_{1S} \cdot n'_{2S} - \frac{(n_{iS} - n'_{2S})\,[(n_{iS} - n'_{1S}) + 1]}{2} =$$

$$= 7 \times 4 - \frac{(7 - 4)\,[(7 - 4) + 1]}{2} = 22$$

Fig. 13

Subcazul II$_2$ (n_{2cc}) — Cuplul solist format din două baze participante de tip curbă. În cazul cuplurilor simetrice numărul variantelor poate fi determinat cu relaţia:

$$n_{2cc} = \frac{n_{1c}(n_{1c} + 1)}{2}; \quad (3)$$

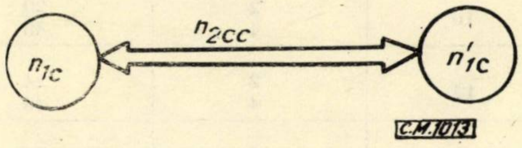


Fig. 14

în care n_{1c} reprezintă numărul variantelor de bazare cu participarea unei singure baze de tip curbă $n_{1c} = 1 \div 4$ (fig. 1).

În cazul cuplurilor asimetrice, figura 14, numărul variantelor se determină cu relaţia:

$$n_{2cc} = n_{1c} \cdot n'_{1c} - \frac{(n_{1c} - n'_{1c})[(n_{1c} - n'_{1c}) + 1]}{2}. \quad (4)$$

În tabela 3 sînt trecute toate valorile pentru n_{2cc} în funcție de n_{1c}.

Subcazul II$_3$ (n_{2pp}) — Cuplul solist format din două baze participante de tip punct. Numărul variantelor în cazul general se poate stabili cu relația :

$$n_{2pp} = \frac{n_{1p}\,(n_{1p} + 1)}{2}; \qquad (5)$$

în care $n_{1p} = 1$ (fig. 1).

Tabela 3

n_{1c}	n_{2cc}
1	1
2	3
3	6
4	10

Subcazul II$_4$ (n_{2sc}) — Cuplul mixt format dintr-o bază de tip suprafață și o bază de tip curbă (fig. 15). Numărul variantelor n_{2sc} se determină cu relația :

$$n_{2sc} = n_{1s} \times n_{1c}; \qquad (6)$$

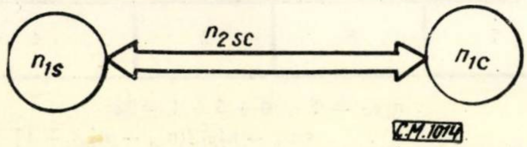

n_{1s}
n_{2sc}
n_{1c}
C.M.1014

Fig. 15

în care n_{1s} și n_{1c} au semnificațiile și valorile analizate mai sus. În tabela nr. 4, sînt prezentate valorile lui n_{2sc} în funcție de n_{1s} și n_{1c} calculate cu relația (6) pentru cele mai frecvente situații de folosire a bazelor respective.

Tabela 4

n_{1s}	n_{1c}	n_{2sc}
10	2 4	20 40
12	2 4	24 48
16	2 4	32 64
20	2 4	40 80
24	2 4	48 96
28	2 4	56 112

Subcazul II$_5$ (n_{2sp}) — Cuplul mixt format dintr-o bază de tip suprafață și bază de tip punct (fig. 16). Numărul variantelor n_{2sp} se determină cu relația :

$$n_{2sp} = n_{1s} \times n_{1p}. \qquad (7)$$

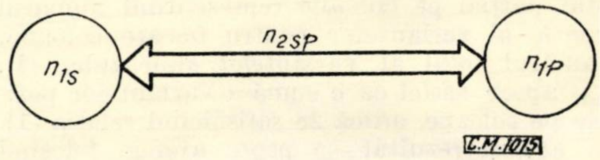

n_{1s}
n_{2sp}
n_{1p}
C.M.1015

Fig. 16

Subcazul II$_6$ (n_{2cp}) — Culplul mixt format dintr-o bază de tip curbă și una de tip punct (fig. 17). Numărul variantelor n_{2cp} se determină cu relația :

$$n_{2cp} = n_{1c} \times n_{1p}. \qquad (8)$$

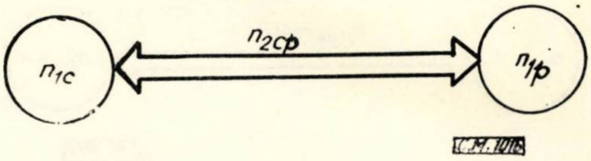

n_{1c}
n_{2cp}
n_{1p}
C.M.1016

Fig. 17

Cazul III (n_3)

Acest caz se caracterizează prin participarea în procesul de orientare al piesei a trei baze. Ansamblul acestor baze, denumit asociații de baze participante se clasifică în trei mari categorii (fig. 18) și anume : asociații soliste în care toate cele trei baze participante sînt de același tip *s*, *c* sau *p* (fig. 1) ; asociații mixte în care două baze sînt de același tip și asociații mixte pure în care toate cele trei baze sînt diferite. Ca și în cazul II interesează în prima fază a cercetării, numărul variantelor de asociații a celor trei baze adică analizarea din acest punct de vedere al celor zece subcazuri III$_1$÷III$_{10}$.

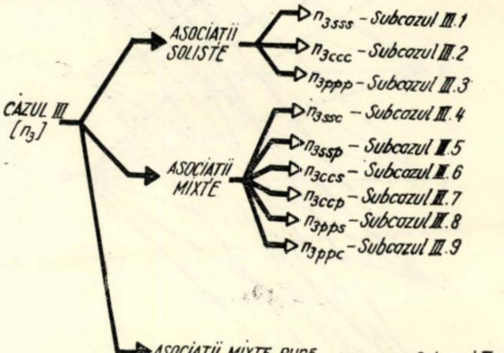

CAZUL III
[n_3]
ASOCIAȚII SOLISTE
n_{3sss} - Subcazul III.1
n_{3ccc} - Subcazul III.2
n_{3ppp} - Subcazul III.3
ASOCIAȚII MIXTE
n_{3ssc} - Subcazul III.4
n_{3ssp} - Subcazul III.5
n_{3ccs} - Subcazul III.6
n_{3ccp} - Subcazul III.7
n_{3pps} - Subcazul III.8
n_{3ppc} - Subcazul III.9
ASOCIAȚII MIXTE PURE
n_{3scp} - Subcazul III.10
C.M.1017

Fig. 18

Subcazul III$_1$ (n_{3sss}) — Asociația solistă sau „tripletul" de baze (fig. 19) este alcătuită din baze de tip suprafață. Oricare dintre cele trei baze ce formează „tripletul" poate fi oricare dintre cele 28 suprafeţe stabilite în schema din figura 1. Pentru stabilirea numărului de variante n_{3sss} vom proceda după următorul raţionament. Vom considera cazul în care $n_{s1} = n'_{1s} = n''_{1s}$ · Fie $n_{1s} = 6$ ($s_1 \div s_6$ fig. 1)

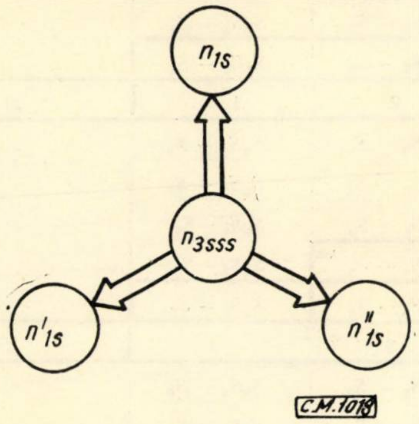


Fig. 19

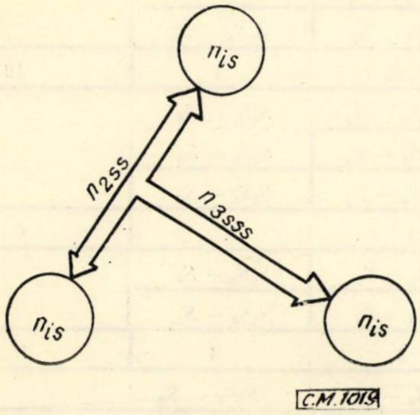


Fig. 20

Gr. 1	Gr. 2	Gr. 3	Gr. 4	Gr. 5	Gr. 6
S_1S_1	S_2S_1	S_3S_1	S_4S_1	S_5S_1	S_6S_1
S_1S_2	S_2S_2	S_3S_2	S_4S_2	S_5S_2	S_6S_2
S_1S_3	S_2S_3	S_3S_3	S_4S_3	S_5S_3	S_6S_3
S_1S_4	S_2S_4	S_3S_4	S_4S_4	S_5S_4	S_6S_4
S_1S_5	S_2S_5	S_3S_5	S_4S_5	S_5S_5	S_6S_5
S_1S_6	S_2S_6	S_3S_6	S_4S_6	S_5S_6	S_6S_6
6	5	4	3	2	1

$$n_{2ss} = \frac{n_{1s}(n_{is} + 1)}{2} = \frac{6(6 + 1)}{2} = 21$$

Fig. 21

S-a arătat mai înainte că cele n_{1s} baze de tip suprafaţă pot fi combinate tehnic (nu matematic) în cupluri de baze $n_{2ss} = 21$ variante, număr stabilit prin aplicarea relaţiei (1) şi evidenţiate în tabloul din figura 21. Cele $n_{2ss} = 21$ variante (asociaţii de baze de tip dublet) se pot combina tehnic cu cele $n_{1s} = 6$ baze de tip suprafaţă (fig. 20) într-un număr de variante evidenţiate în tabloul din figura 22 ; se constată din acest tablou că prima grupă de variante (gr. 1, fig. 21), combinată tehnic cu suprafaţa de tip s_1 dă un număr de 6 variante combinată cu s_2 dă un număr de 5 variante şi aşa mai departe pînă la combinarea cu s_6 conducînd la o singură variantă. Liniile următoare ale tabloului din figura 22 sînt alcătuite după aceeaşi „cheie'', considerînd succesiv grupele 2, 3, 4, 5 şi 6 ale tabloului din figura 21 în combinaţie cu suprafeţele $s_1 \div s_6$.

Trecînd cifrele reprezentative ale tabloului din figura 22 în tabloul din figura 23, putem totaliza pe ultima linie sau coloană numărul variantelor posibile tehnic n_{3sss}. Transcriind într-o altă ordine cifrele tabloului din figura 23, obţinem tabloul din figura 24, mult mai intuitiv şi mai uşor de alcătuit cu tendinţă de generalizare. Se constată din figura 24 că, făcînd sumele parţiale pe linii şi pe coloane şi însumînd pe ultima coloană şi ultima linie sumele parţiale, se obţine acelaşi rezultat $n_{3sss} = 56$.

Această observaţie este deosebit de preţioasă deoarece arată că sumele parţiale pe linii 1 ; 3 ; 6 ; 10 ; 15 şi 21 pot fi obţinute prin aplicarea relaţiei (1). Ţinînd seamă de observaţiile făcute se poate stabili „tabloul — cheie'' din figura 25 al combinaţiilor tehnice a bazelor de tip suprafaţă în asociaţii de tip dublet sau triplet. Acest tablou a fost alcătuit pentru $n_{1s_{max}} = 28$ suprafeţe (fig. 1) şi permite determinarea operativă pentru oricare n_1 cuprins între 1 şi 28 a numărului variantelor n_{2ss} şi n_{3sss}.

Subcazul III$_2$ (n_{3ccc}) — Asociaţia solistă sau tripletul de baze este alcătuit din baze de tip curbă. Folosind „tabloul — cheie“ în care ultimele trei coloane vor fi în acest caz n_{1c} ; n_{2cc} şi respectiv n_{3ccc} se pot deduce operativ variantele de combinare a bazelor în dublet şi triplet de baze ţinînd seama că n_{1c} poate lua valorile 1 ; 2 ; 3 şi 4 conform figurii 1.

Subcazul III$_3$ (n_{3ppp}) — Fiind vorba tot de o asociaţie solistă se poate folosi tabloul — cheie cu rezultatul evident $n_{1c} = 1$, $n_{2pp} = 1$ şi $n_{3ppp} = 1$.

Subcazul III$_4$ (n_{3ssc}) — Asociaţia de baze participante este formată din trei baze, două de tip suprafaţă şi una de tip curbă figura 26. Numărul variantelor posibile n_{3ssc} se poate calcula cu relaţia :

$$n_{3ssc} = n_{2ss} \times n_{1c} \tag{9}$$

$S_1S_1-S_1$	$S_1S_1-S_2$	$S_1S_1-S_3$	$S_1S_1-S_4$	$S_1S_1-S_5$	$S_1S_1-S_6$	
$S_1S_2-S_1$	$S_1S_2-S_2$	$S_1S_2\ S_3$	$S_1S_2-S_4$	$S_1S_2\ S_5$	$S_1S_2\ S_6$	
$S_1S_3-S_1$	$S_1S_3-S_2$	$S_1S_3-S_3$	$S_1S_3-S_4$	$S_1S_3-S_5$	$S_1S_3-S_6$	
$S_1S_4-S_1$	$S_1S_4-S_2$	$S_1S_4-S_3$	$S_1S_4-S_4$	$S_1S_4-S_5$	$S_1S_4-S_6$	
$S_1S_5-S_1$	$S_1S_5-S_2$	$S_1S_5-S_3$	$S_1S_5-S_4$	$S_1S_5-S_5$	$S_1S_5-S_6$	
$S_1S_6-S_1$	$S_1S_6-S_2$	$S_1S_6-S_3$	$S_1S_6-S_4$	$S_1S_6-S_5$	$S_1S_6-S_6$	
6	5	4	3	2	1	21
$S_2S_2-S_1$	$S_2S_2-S_2$	$S_2S_2-S_3$	$S_2S_2-S_4$	$S_2S_2-S_5$	$S_2S_2-S_6$	
$S_2S_3-S_1$	$S_2S_3-S_2$	$S_2S_3-S_3$	$S_2S_3-S_4$	$S_2S_3-S_5$	$S_2S_3-S_6$	
$S_2S_4-S_1$	$S_2S_4-S_2$	$S_2S_4-S_3$	$S_2S_4-S_4$	$S_2S_4-S_5$	$S_2S_4-S_6$	
$S_2S_5-S_1$	$S_2S_5-S_2$	$S_2S_5-S_3$	$S_2S_5-S_4$	$S_2S_5-S_5$	$S_2S_5-S_6$	
$S_2S_6-S_1$	$S_2S_6-S_2$	$S_2S_6-S_3$	$S_2S_6-S_4$	$S_2S_6-S_5$	$S_2S_6-S_6$	
0	5	4	3	2	1	15
$S_3S_3-S_1$	$S_3S_3-S_2$	$S_3S_3-S_3$	$S_3S_3-S_4$	$S_3S_3-S_5$	$S_3S_3-S_6$	
$S_3S_4-S_1$	$S_3S_4-S_2$	$S_3S_4-S_3$	$S_3S_4-S_4$	$S_3S_4-S_5$	$S_3S_4-S_6$	
$S_3S_5-S_1$	$S_3S_5-S_2$	$S_3S_5-S_3$	$S_3S_5-S_4$	$S_3S_5-S_5$	$S_3S_5-S_6$	
$S_3S_6-S_1$	$S_3S_6-S_2$	$S_3S_6-S_3$	$S_3S_6-S_4$	$S_3S_6-S_5$	$S_3S_6-S_6$	
0	0	4	3	2	1	10
$S_4S_4-S_1$	$S_4S_4-S_2$	$S_4S_4-S_3$	$S_4S_4-S_4$	$S_4S_4-S_5$	$S_4S_4-S_6$	
$S_4S_5-S_1$	$S_4S_5-S_2$	$S_4S_5-S_3$	$S_4S_5-S_4$	$S_4S_5-S_5$	$S_4S_5-S_6$	
$S_4S_6-S_1$	$S_4S_6-S_2$	$S_4S_6-S_3$	$S_4S_6-S_4$	$S_4S_6-S_5$	$S_4S_6-S_6$	
0	0	0	3	2	1	6
$S_5S_5-S_1$	$S_5S_5-S_2$	$S_5S_5-S_3$	$S_5S_5-S_4$	$S_5S_5-S_5$	$S_5S_5-S_6$	
$S_5S_6-S_1$	$S_5S_6-S_2$	$S_5S_6-S_3$	$S_5S_6-S_4$	$S_5S_6-S_5$	$S_5S_6-S_6$	
0	0	0	0	2	1	3
$S_6S_6-S_1$	$S_6S_6-S_2$	$S_6S_6-S_3$	$S_6S_6-S_4$	$S_6S_6-S_5$	$S_6S_6-S_6$	
0	0	0	0	0	1	1

Fig. 22

6	5	4	3	2	1	21
0	5	4	3	2	1	15
0	0	4	3	2	1	10
0	0	0	3	2	1	6
0	0	0	0	2	1	3
0	0	0	0	0	1	1
6	10	12	12	10	6	56

Fig. 23

1	0	0	0	0	0	1
1	2	0	0	0	0	3
1	2	3	0	0	0	6
1	2	3	4	0	0	10
1	2	3	4	5	0	15
1	2	3	4	5	6	21
6	10	12	12	10	6	56

Fig. 24

în care :

n_{2ss} — numărul variantelor de combinare tehnică a bazelor de tip suprafaţă în dublet de baze (fig. 25).

n_{1c} — numărul variantelor de baze de tip curbă (fig. 25 şi fig. 1).

Subcazul III$_5$ (n_{3ssp}) — Asociaţia de baze de tip triplet este formată din două baze de tip suprafaţă şi una de tip curbă (fig. 27). Numărul variantelor n_{3ssp} se poate calcula cu relaţia :

$$n_{3ssp} = n_{2ss} \times n_{1p}\,; \tag{10}$$

în care n_{1p} = numărul variantelor de baze de tip punct

$$n_{1p} = 1 \text{ (fig. 1).}$$

																												n_{1s}	n_{2ss}	n_{3sss}
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1
1	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4
1	2	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	6	10
1	2	3	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	10	20
1	2	3	4	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	15	35
1	2	3	4	5	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	21	56
1	2	3	4	5	6	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	28	84
1	2	3	4	5	6	7	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	36	120
1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	45	165
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	55	220
1	2	b	4	5	6	7	8	9	10	11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	66	286
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12	78	364
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	13	91	455
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	105	560
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	120	680
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	16	136	816
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	17	153	969
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	18	171	1140
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	19	190	1330
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	0	0	0	0	0	0	0	0	20	210	1540
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	0	0	0	0	0	0	0	21	231	1771
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	0	0	0	0	0	0	22	253	2024
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	0	0	0	0	0	23	276	2300
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	0	0	0	0	24	300	2600
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	0	0	0	25	325	2925
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	0	0	26	351	3266
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	0	27	378	3637
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	28	406	4043

Fig. 25

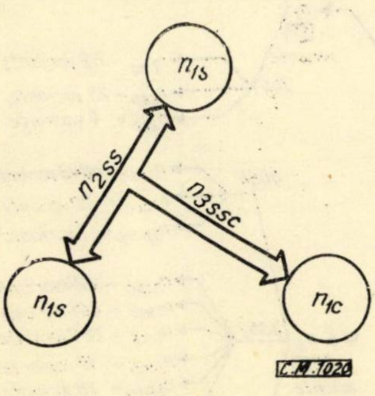


Fig. 26

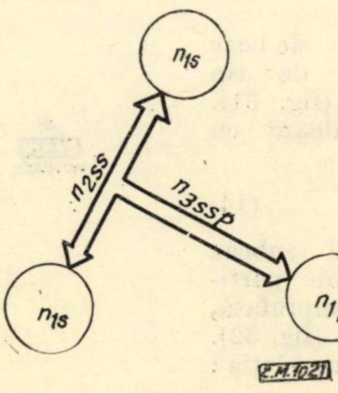


Fig. 27

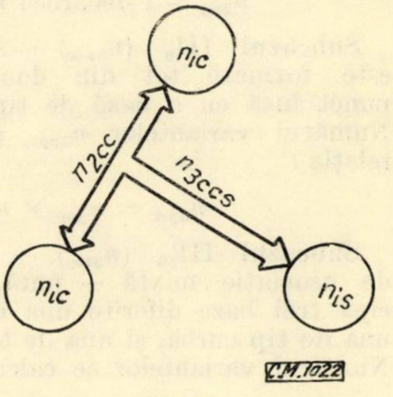


Fig. 28

Subcazul III$_6$ (n_{3ccs}) — Asociaţia de baze participante este formată din două baze, de tip curbă şi una de tip suprafaţă (fig. 28). Numărul variantelor n_{3ccs} se calculează cu relaţia:

$$n_{3ccs} = n_{2cc} \times n_{1s}; \qquad (11)$$

în care

n_{2cc} – numărul variantelor de combinare tehnică a bazelor de tip curbă în dublet de baze (tabela 3).

n_{1s} – numărul variantelor de baze de tip suprafaţă (fig. 1).

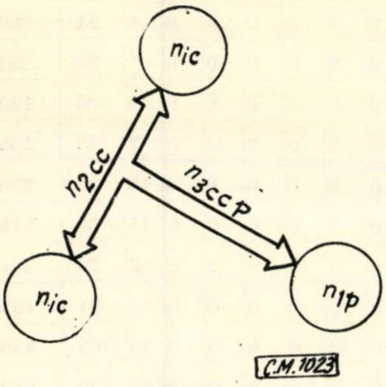

n_{1c}
n_{2cc}
n_{3ccp}
n_{1c}
n_{1p}
C.M.1023

Fig. 29

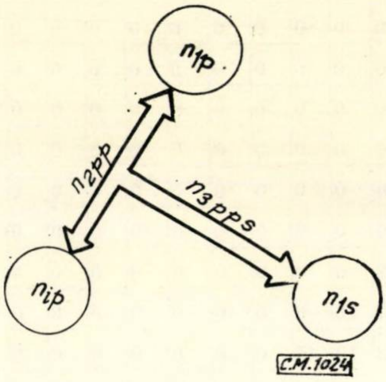

n_{1p}
n_{2pp}
n_{3pps}
n_{1p}
n_{1s}
C.M.1024

Fig. 30

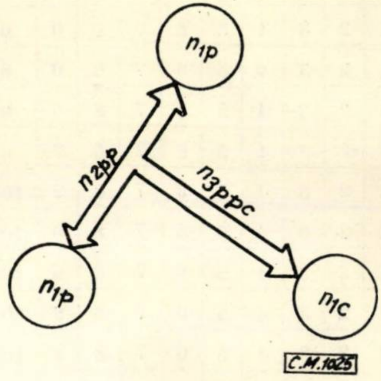

n_{1p}
n_{2pp}
n_{3ppc}
n_{1p}
n_{1c}
C.M.1025

Fig. 31

Subcazul III$_7$ (n_{3ccp}) — Asociaţia de baze este formată în acest subcaz de două baze de tip curbă şi o bază de tip punct, figura 29. Numărul variantelor n_{3ccp} se calculează cu relaţia:

$$n_{3ccp} = n_{2cc} \times n_{1p}. \qquad (12)$$

Subcazul III$_8$ (n_{3pps}) — Asociaţia mixtă de tip triplet este formată din două baze de tip punct şi o bază de tip suprafaţă, figura 30. Numărul variantelor n_{3pps} se calculează cu relaţia:

$$n_{3pps} = n_{2pp} \times n_{1s}; \qquad (13)$$

în care:

n_{2pp} – numărul variantelor de combinare a bazelor de tip punct în dublet de baze

$$n_{2pp} = 1 \text{ deoarece } n_{1p} = 1.$$

Subcazul III$_9$ (n_{3ppc}) — Asociaţia de baze este formată tot din două baze de tip punct însă cu o bază de tip curbă (fig. 31). Numărul variantelor n_{3ppc} se calculează cu relaţia:

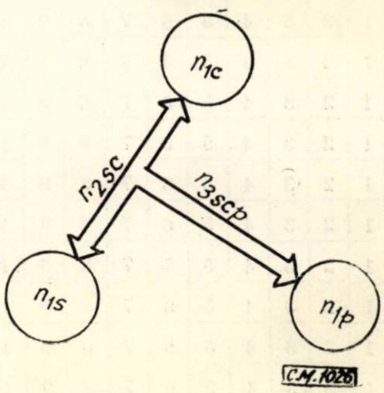
$$n_{3ppc} = n_{2pp} \times n_{1c}. \qquad (14)$$

Subcazul III$_{10}$ (n_{3scp}) — Singurul subcaz de asociaţie mixtă — pură, la care participă trei baze diferite una de tip suprafaţă, una de tip curbă, şi una de tip punct (fig. 32). Numărul variantelor se calculează cu relaţia:

$$n_{3scp} = n_{1s} \times n_{1c} \times n_{1p}. \qquad (15)$$

În schema din figura 33 se prezintă structura numărului total N_T al variantelor de bazare în funcţie de numărul şi tipul bazelor participante. În schema amintită au fost trecute valorile maxime ale variantelor, specifice diferitelor subcazuri, pentru o privire de ansamblu a problemei numărului bazelor participante în procesul de orientare al pieselor în dispozitivele de lucru ale maşinilor-unelte, în operaţiile de control sau asamblare.

Fig. 32


n_{1c}
n_{2sc}
n_{3scp}
n_{1s}
n_{1p}
C.M.1026

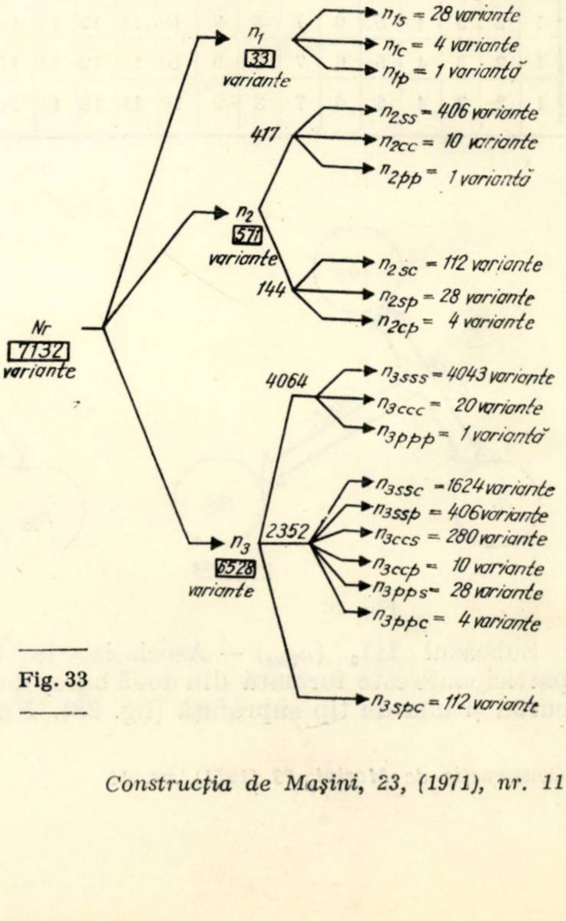

Nr
7132
variante
n_1
33
variante
n_{1s} = 28 variante
n_{1c} = 4 variante
n_{1p} = 1 variantă
417
n_{2ss} = 406 variante
n_{2cc} = 10 variante
n_{2pp} = 1 variantă
n_2
571
variante
144
n_{2sc} = 112 variante
n_{2sp} = 28 variante
n_{2cp} = 4 variante
4064
n_{3sss} = 4043 variante
n_{3ccc} = 20 variante
n_{3ppp} = 1 variantă
n_3
6528
variante
2352
n_{3ssc} = 1624 variante
n_{3ssp} = 406 variante
n_{3ccs} = 280 variante
n_{3ccp} = 10 variante
n_{3pps} = 28 variante
n_{3ppc} = 4 variante
n_{3spc} = 112 variante

Fig. 33

5. *Concluzii*

— Schemele de bazare ale pieselor în dispozitivele de lucru ale mașinilor-unelte cu toată marea lor diversitate pot fi sistematic cercetate dacă se ține seama de structura schemelor respective și de factorii care influențează această structură.

— Determinarea riguroasă a numărului total de variante sau a numerelor de variante diferențiate pe cazuri, și subcazuri, precum și posibilitatea de definire concretă a asociațiilor de baze participante de tip dublet sau triplet, oferă posibilitatea continuării analizei structurale în funcție de restul parametrilor ce definesc o schemă de bazare : poziția relativă a bazelor, precizia bazelor și indicii funcționali — cinematici și de natură — a bazelor participante.

— Aplicarea unor elemente din ,,teoria tablourilor și a schemelor'' și din analiza combinatorie la probleme specifice dispozitivelor de lucru atestă posibilitatea de algoritmizare logică și matematică a acestor probleme, parte integrantă din problematica optimizării proceselor tehnologice în construcția de mașini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Brăgaru, A.* ,,Contribuții la teoria elaborării schemelor de bazare și fixare a pieselor în dispozitivele de lucru ale mașinilor-unelte'', Teză de doctorat, Institutul politehnic București — 1970.

[2] *Brăgaru, A.* ,,Simbolizarea informațională a schemelor de bazare și fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe mașini-unelte''. In : Construcția de Mașini nr. 9/1971.

[3] *Kaufmann, A.* Metode și modele ale cercetării operaționale* Editura științifică, 1967.

[4] *Faure, R., Kaufmann, A.* și *Denis-Papin, M.* Îndreptar de matematică modernă. Editura științifică, 1969.

O metodă rapidă pentru calculul lotului optim

Ing. Gh. BUCȘĂ-OSIM-București

Complexitatea, caracterul multilateral al problemelor ridicate de calculul mărimii optime a lotului de fabricație, nu poate fi îngrădit în limitele unei formule general valabile, dar efortul depus pentru găsirea unei soluții adecvate va fi răsplătit deplin, deoarece vom obține produse la un preț de cost minim.

Știm că într-o producție de serie, mai ales cînd gama sortimentelor este destul de largă și complexitatea proceselor tehnologice ridică multe probleme de organizare se impune ca realizarea și lansarea producției să se facă pe cît posibil în loturi, urmărind desigur o eficiență economică ridicată, o rentabilitate cît mai bună a întreprinderii.

Intreprinderea primește din partea forului tutelar un plan valoric și se aprobă un plan fizic, industrial și financiar în care se stabilește cantitatea de produse și sortimente care se vor produce, în perioada de plan respectivă, dar cantitatea, mărimea în care se lansează loturile de fabricație le poate fixa și trebuie să le fixeze numai întreprinderea.

Un lot de piese lansate concomitent în fabricație presupune o pregătire prealabilă a mașinilor, a materiei prime etc., prelucrarea tuturor pieselor din lot pe aceleași mașini de către aceiași muncitori și recepția finală a întregului lot. Urmează apoi pregătirea mașinilor și muncitorilor pentru fabricarea altui lot de piese.

Practica a demonstrat că în cazul în care lansarea producției nu se face în loturi optime se poate influența negativ atît asupra productivității muncii, rebuturilor, capacității de producție, cît și asupra mărimii ciclului de fabricație, vitezei de rotație a mijloacelor circulante, cheltuielilor de producție deci în final asupra prețului de cost și rentabilității fabricației.

Calculul lotului optim

Mărimea lotului optim se poate stabili în funcție de :

a) prețul de cost al produsului

b) alți indicatori ca de exemplu : pe baza respectării duratei ciclului de fabricație, pe baza stocului de materii prime, pe baza folosirii cît mai complete a utilajului, pe baza unui ritm preliminat al trecerii la secția următoare, și altele.

Referitor la metoda de calcul a mărimii lotului optim s-au emis mai multe teorii și formule dar unele sînt prea laborioase, necesitînd chiar calculatoare electronice, iar altele mai simple nu iau în considerație decît unii factori care influențează mărimea lotului de fabricație.

Formula pe care am folosit-o, mai jos, se bazează pe cel mai mic preț de cost pe unitate de produs, conform [1], și anume :

— prețul de cost al unui produs din lot este :

$$P = a + \frac{b}{x} + \frac{(ax + b)\,kr}{q}, \qquad (1)$$

unde :

a reprezintă cheltuielile de producție pentru un produs independent de mărimea lotului ;

b — cheltuieli de pregătire — încheiere ;

x — numărul produselor din lot ;

k — coeficientul de transformare a cheltuielilor medii de producție pentru stabilirea nivelului mediu al normativului mijloacelor circulante angajate în producţia neterminată. El se calculează în funcţie de ritmul cheltuielilor de producţie angajate în procesul de producţie;

r — rentabilitatea pe întreprindere sau pe ramură;

q — cantitatea totală de produse, planificată pentru o anumită perioadă (an, trimestru, lună).

Pentru a afla valoarea minimă a preţului de cost vom deriva, şi rezultă:

$$x_{optim} = \sqrt{\frac{q \cdot b}{a \cdot k \cdot r}} \tag{2}$$

Analizînd elementele componente ale acestei relaţii s-a constatat că dacă putem determina mărimea majorităţii factorilor ei componenţi, nu acelaşi lucru putem spune şi despre determinarea mărimii reale a cheltuielilor de pregătire — încheiere (b), lucru care necesită studii îndelungate şi o colaborare activă atît cu tehnologii, cît şi cu economiştii întreprinderii.

Cercetînd natura acestor cheltuieli care se compun din cheltuieli administrative şi cheltuieli tehnice , se observă următoarele faze:

— pregătirea documentaţiei de execuţie;

— întocmirea comenzilor;

— stabilirea normelor de consum de materiale;

— calculul manoperei;

— eliberarea materialelor şi înregistrarea acestor operaţii;

— repartizarea lucrărilor în atelier;

— pregătirea şi eliberarea sculelor şi dispozitivelor;

— reglarea maşinilor;

— transportul materiei prime la locul de producţie;

— şi altele.

Pentru a determina valoarea acestor cheltuieli de pregătire — încheiere trebuie să se calculeze timpul de pregătire — încheiere administrativ şi tehnic şi, în raport de salariul mediu al lucrătorilor respectivi, să se stabilească valoarea totală a acestor cheltuieli.

O caracteristică a acestor lucrări de pregătire şi reglare a maşinilor este faptul (şi acesta este mai evident la maşinile semiautomate şi automate, unde timpul de pregătire — reglare este mai îndelungat) că în timpul afectat pentru pegătire şi reglare maşina nu produce. Dacă maşina respectivă ar fi lucrat, considerînd timpul de reglare 8 ore, în aceste 8 ore ar fi dat o producţie la valoarea căreia se aplică beneficiul întreprinderii şi care se pierde în acest fel. Un alt aspect este şi faptul că pe timpul reglării, muncitorul de la maşina respectivă, stă, el fiind salarizat, în cel mai fericit caz putînd fi utilizat la alte munci, la care va avea un randament mai scăzut.

O sarcină importantă revine tehnologilor de a micşora cheltuielile de pregătire — încheiere pe o piesă din lot prin luarea unor măsuri tehnice şi organizatorice adecvate, prin lansarea producţiei în loturi optime.

Cunoscînd valorile cuprinse în formula (2) se poate calcula mărimea lotului optim pentru orice reper fabricat, de exemplu:

a) Pentru şurubul reper 1

$a = 0{,}25$ lei/buc;

$k = 0{,}8$ apreciind că nu toate cheltuielile sînt angajate din prima zi a perioadei de plan — respectiv la începutul anului:

$r = 15\%$

$b = 304$ lei/lot

$q_a = 500\,000$ buc/an

de unde rezultă:

$$x_{1\ optim} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^5 \cdot 304}{0{,}25 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}15}} = 70\,000 \text{ buc.}$$

b) Pentru şurubul reper 2:

$a = 0{,}13$ lei/buc.

$k = 0{,}8$

$r = 15\%$

$b = 300$ lei/lot

$q_a = 3\,000\,000$ buc/an

de unde rezultă:

$$x_{2\ optim} = \sqrt{\frac{3 \cdot 10^6 \cdot 300}{0{,}13 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}15}} = 246\,000 \text{ buc.}$$

Loturile optime astfel calculate nu se pot aplica direct în producţie. Mărimea lor va trebui discutată şi corelată în funcţie de o serie de factori (de exemplu: durabilitatea matriţelor, dispozitivelor sau sculelor speciale şi altele).

Calculul simplificat al lotului optim

Desigur că pe baza rezultatelor de mai sus se pot trage diferite concluzii. Mă voi mulţumi să atrag atenţia că termenul care influenţează considerabil mărimea lotului optim este, în cazul de faţă, cantitatea planificată anual. Pe baza acestui fapt am grupat toţi ceilalţi factori, rezultînd astfel o constantă caracteristică grupei respective de produse.

$$x_{optim} = \sqrt{\frac{q \cdot b}{a \cdot k \cdot r}} = \sqrt{\frac{b}{a \cdot k \cdot r}} \cdot \sqrt{q}$$

$$\text{notăm } G = \sqrt{\frac{b}{a \cdot k \cdot r}}$$

$$x_{optim} = G\sqrt{q} \tag{3}$$

şi în cazul nostru:

$$x_{1\ optim} = \sqrt{\frac{304}{0{,}25 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}15}} \cdot \sqrt{q} \approx 100\sqrt{q};$$

$$G' \approx 100$$

$$x_{2\,optim} = \sqrt{\frac{300}{0{,}13 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}15}} \cdot \sqrt{q} \approx 138\,\sqrt{q};$$

$$G'' \approx 138.$$

După cum se vede chiar constantele G determinate pentru diferite repere ale aceleiași întreprinderi diferă puțin între ele. Pe ansamblul întreprinderii se poate face o medie a diferitelor constante și astfel în funcție de cantitatea contractată se poate stabili pe loc, la contractări, un lot optim aproximativ, informativ, pentru a influența chiar cantitățile contractate sau termenele de livrare. Pentru planificarea operativă în întreprindere și lansarea în producție a fiecărui sortiment în loturi optime se poate folosi, în condiții bune, un tabel care ne va da rapid mărimea acestor loturi optime în funcție de cantitatea planificată.

La fel de bine se poate folosi și reprezentarea grafică a ecuației (3) care în coordonate rectangulare cu scări uniforme va avea o formă parabolică (figura 1). Cunoscînd cantitatea de produse planificate vom putea determina rapid mărimea lotului optim, care este dată de intersecția curbei respective a produsului cu coordonata mărimii „q". Conform figurii 1, pentru o producție, de exemplu, $q = 1\,000\,000$ buc. rezultă pentru $G = 120$, că mărimea lotului optim trebuie să fie de $x_{optim} = 125\,000$ buc.

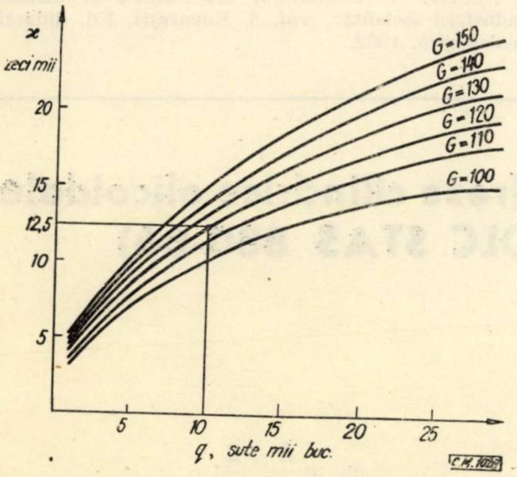


Fig. 1

Atragem atenția asupra faptului că constanta G, o dată calculată pentru o anumită grupă de sortimente, nu va putea rămîne la aceeași valoare un timp prea îndelungat, ci este necesar ca, după o anumită perioadă de timp, să se recalculeze valoarea acesteia. Aceasta datorită faptului că termenii cuprinși în constantă pot să-și schimbe valoarea, ca de exemplu rentabilitatea poate să crească, constanta „k" să se schimbe ca urmare a modificării ritmului de cheltuieli de producție, sau cheltuielile de producție „a" pentru un produs se pot modifica ca urmare a modificării prețului materiei prime sau a salariilor etc.

Exemplul determinării mărimii lotului optim și a grupării termenilor în constanta G s-a făcut asupra produselor „șuruburi" dar se pot face pentru oricare alt produs, în cazul acesta rezultînd altă constantă caracteristică întreprinderii respective. De asemenea, pentru anumite produse se pot folosi alte formule de calcul pentru lotul optim sau se pot grupa în alt mod termenii, căutînd să grupăm acei factori care rămîn constanți, sau îi putem considera constanți o perioadă de timp determinată, de exemplu : 6 luni, 1 an etc.

Avantaje economice

Acestea se pot calcula ușor, în cazul lansării producției în loturi mai mari sau mai mici decît lotul optim.

Să luăm exemplul reperului 1 :

$$P_{x\,optim} = 0{,}25 + \frac{304}{70\,000} + $$

$$+ \frac{(0{,}2570000 + 304)\,0{,}8 \cdot 0{,}15}{500\,000}$$

$P_{x\,optim} = 0{,}25 + 0{,}00428 + 0{,}00420 = 0{,}25848$ lei/buc. pentru un lot mai mic $x' = 30\,000$ buc.

Tabela 1

Determinarea rapidă a lotului optim $x = G\sqrt{q}$

q (buc.)	G					
	100	110	120	130	140	150
100 000	31 500	34 900	38 000	41 000	44 100	47 500
500 000	70 800	77 900	85 000	92 000	99 000	106 000
1 000 000	100 000	120 000	125 000	130 000	140 000	150 000
1 500 000	122 000	134 200	146 500	158 500	170 500	184 000
2 000 000	140 800	155 800	169 000	184 000	198 000	210 200
2 500 000	150 800	174 000	188 900	206 000	221 000	237 000
3 000 000	173 000	190 300	207 600	225 000	240 300	260 000
3 500 000	186 700	205 400	224 000	243 000	262 000	281 000
4 000 000	200 000	220 000	240 000	260 000	280 000	300 000
4 500 000	212 000	234 000	254 000	276 000	296 000	317 000
5 000 000	224 000	246 000	269 000	291 000	313 900	335 000

$P_{x'} = 0{,}25 + 0{,}01 + 0{,}00187 = 0{,}26187$ lei/buc.
pentru un lot mai mare $x'' = 150\,000$ buc.
$P_{x''} = 0{,}25 + 0{,}002 + 0{,}009 = 0{,}261$ lei/buc.

Procentual acesta reprezintă $E = \frac{0{,}00335 \cdot 100}{0{,}25848} \approx$

$\approx 1{,}3\%$

Iată deci ce mari pot fi economiile pentru un singur reper lansat în producţie în loturi optime.

În acest sens tov. N. Ceauşescu a arătat în cuvîntarea la Plenara C.C. al P.C.R. din 10–13 decembrie 1969 că „în 1970 fiecărui procent de reducere a preţului de cost al producţiei industriale îi vor corespunde economii de aproape 2,3 miliarde lei".

Se poate observa că în cazul loturilor mai mici decît lotul optim creşte termenul al doilea din relaţia (1) adică b/x, ceea ce reprezintă cheltuielile de pregătire — încheiere raportate la numărul de produse din lot, deci cheltuielile de pregătire – încheiere pe bucată, lucru ce trebuie să-l evităm prin măsuri tehnice şi organizatorice sau prin mărirea numărului de produse din lot, bineînţeles nu în mod arbitrar. În cazul loturilor mai mari decît lotul optim creşte termenul al treilea din relaţia (1) ceea ce reprezintă tocmai pierderile datorate imobilizării mijloacelor circulante în producţia neterminată, fapt ce se poate evita printr-un calcul raţional al lotului.

Rezultă foarte clar că indiferent dacă cantitatea de produse lansate în fabricaţie este mai mare sau mai mică decît mărimea lotului optim, preţul pe unitate de produs creşte proporţional cu această deviaţie.

Se impune deci ca toate întreprinderile cu o producţie de serie, să analizeze atent loturile de produse lansate deoarece mărimea acestor loturi influenţează principalii indicatori ai întreprinderii şi în final chiar rentabilitatea întreprinderii, în calculul făcut pentru stabilirea mărimii lotului trebuind să ţinem seama atît de factorii tehnici cît şi de factorii economici care influenţează şi determină un anumit lot optim caracteristic produsului respectiv.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pintilie, C., Ekstein, E. F.* Mărimea optimă a lotului de produse. In : Revista de statistică, nr. 3, 1959.

[2] *Pintilie, C.* Economia, organizarea şi planificarea industriei socialiste, vol. 3. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1962.

Contribuţii la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oţeluri de calitate (OLC STAS 880-66)

Ing. Gheorghe CAŞLER – Institutul politehnic – Iaşi

Ing. Dumitru ZETU – Institutul politehnic – Iaşi

Ing. Mircea COZMÎNCĂ – Institutul politehnic – Iaşi

Continuînd cercetările experimentale, ale căror rezultate sînt publicate în [1], autorii, în lucrarea de faţă, determină valorile medii ale componentelor P_H, P_V şi P_a (fig. 1) ale forţei de aşchiere la frezarea cu freze cilindrice a oţelurilor carbon de calitate (OLC STAS 880–66), precum şi exponenţii x_P, y_P şi constanta C_p folosind relaţia :

$$P = C_p \cdot t^{x_p} \cdot s_z^{y_p} \cdot B \cdot z \cdot D^{q_p} \cdot K_\gamma \cdot K_h \cdot K_v \cdot K_m \tag{1}$$

în care :

P este forţa tangenţială medie, kgf ;
B — lăţimea de frezare, mm ;
s_z — avansul pe dinte, mm/dinte ;
z — numărul de dinţi ai frezei ;
D — diametrul frezei, mm ;
t — adîncimea de frezare, mm ;

$$C_p = \frac{2^{k+1}}{k+2} \cdot \frac{C_1}{\pi};$$

$$y_p = k + 1;$$

$$x_p = \frac{k+2}{2};$$

$$q_p = -\,0{,}86\,;$$

K_γ = (0,9–1,6) — coeficient ce depinde de valoarea unghiului γ [5] ;
K_h = (1,2–1,4), pentru oţeluri tari şi fonte – coeficient ce depinde de uzura sculei aşchietoare ;
K_v = 1, pentru viteze pînă la 50 m/min ;
K_m = 1, pentru oţel carbon.

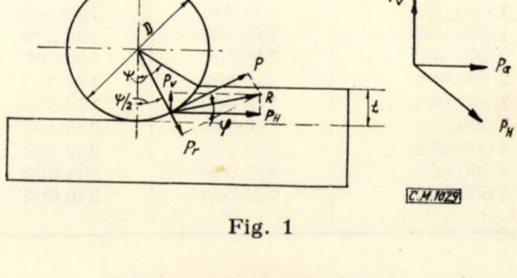


Fig. 1

C_1 este o constantă ce depinde de natura materialului aşchiat şi de valoarea unghiului de degajare γ, iar k este un coeficient ce depinde de natura materialului aşchiat, de uzura sculei aşchietoare şi de felul răcirii-ungerii.

Încercările experimentale asupra celor 11 mărci de oţel din grupă : OLC 10, OLC 15, OLC 20, OLC 25, OLC 30, OLC 35, OLC 40, OLC 45, OLC 50, OLC 55 şi OLC 60 au fost efectuate pe o maşină de frezat universală FU1 Cugir, cu o freză cilindrică elicoidală, STAS 578—67, cu diametrul $D = 50$ mm, $z = 8$ dinţi şi unghiul $\gamma = 10$.

Viteza de aşchiere la care au fost efectuate încercările a fost sub 50 m/min, lucrîndu-se fără lichide de răcire-ungere şi fără ca freza să atingă gradul de uzură maxim admisibil.

În aceste condiţii, coeficienţii de corecţie din relaţia (1) au valorile :

$$K_\gamma = 1,\ K_h = 1,\ K_v = 1,\ K_m = 1,$$

iar relaţia (1) capătă forma :

$$P = C_p \cdot t^{x_p} \cdot s_z^{y_p} \cdot B \cdot z \cdot D^{-0.86}. \qquad (2)$$

Au fost prelucrate prin frezare proba cu o lăţime $B = 40$ mm, la patru valori ale adîncimii de aşchiere :

$t_1 = 1$ mm ; $t_2 = 2$ mm ; $t_3 = 25,$ mm ; $t_4 = 3$ mm

şi la patru valori ale avansului pe dinte :

$S_{z_1} = 0{,}125$ mm/dinte ; $S_{z_2} = 0{,}2$ mm/dinte ;

$S_{z_3} = 0{,}246$ mm/dinte ; $S_{z_4} = 0{,}313$ mm/dinte.

Pentru măsurarea componentelor P_H, P_V şi P_a ale forţei de aşchiere la frezarea cu freze cilindrice cu dinţi elicoidali, s-a folosit aceeaşi instalaţie experimentală ca în lucrarea [1], înregistrarea rezultatelor făcîndu-se la valorile medii ale acestor componente.

Ca măsuri de prevedere, cercetările efectuate au căutat să elimine efectul încălzirii instalaţiei şi modificarea etalonării în timpul încercărilor. Din acest motiv, autorii au recurs la reetalonarea punţii după fiecare componentă măsurată şi după fiecare material încercat. În acest scop, s-a folosit un dinamometru mecanic pentru încărcare şi un dispozitiv special construit în laborator (fig. 2). Duritatea epruvetelor a fost conform standardelor.

Pentru condiţiile de lucru menţionate, valorile componentelor forţei de aşchiere la frezarea cilindrică P_H, P_V, P_a au fost obţinute conform tabelei 1. Aceste valori pot fi folosite, fără alte modificări, în calculele de proiectare a subansamblelor maşinilor de frezat universale sau la proiectarea diverselor tehnologii pe aceste maşini.

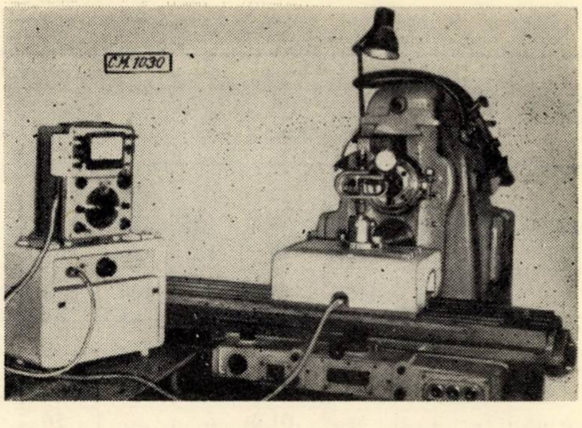


Fig. 2

Pentru alte condiţii de lucru decît cele menţionate mai sus se determină forţa tangenţială medie P, folosind relaţia (fig. 1) :

$$P = R \cdot \cos\left(\frac{\psi}{2} - \varphi\right). \qquad (3)$$

În această relaţie, parametrii R, ψ şi φ se determină cu relaţiile :

$$R = \sqrt{P_H^2 + P_v^2},$$

$$\psi = \text{arc cos}\left(1 - \frac{t}{D/2}\right).$$

şi :

$$\varphi = \text{arc tg}\frac{P_V}{P_H},$$

în care D este diametrul frezei, în mm, t — adîncimea de frezare, în mm, iar P_H şi P_V capătă valori conform tabelei 1.

În coordonate dublu logaritmice, legea de variaţie a forţei tangenţiale P funcţie S_z şi t este concretizată prin două rînduri de drepte, la $t =$ constant şi, respectiv, $S_z =$ constant. De pe aceste grafice, reprezentînd $P = f(t)$ şi $P f(S_z)$ pentru cele 11 mărci de oţel, se determină exponenţii x_p, y_p şi constanta C_p, care servesc apoi la determinarea forţei tangeţiale P la orice valoare a adîncimii t şi a avansului S_z.

Pentru exemplificare în figurile 3 şi 4 se prezintă graficele corespunzătoare mărcilor de oţel OLC 20 şi OLC 45.

Valorile medii ale constantei C_p şi exponenţilor x_p, y_p, pentru fiecare marcă de oţel, cum şi pentru întreaga grupă, sînt prezentate în tabela 2.

Folosind relaţia (2) şi valorile constantei C_p şi a exponenţilor x_p, y_p se determină pentru oricare valoare a adîncimii de aşchiere t sau a avansului pe dinte S_z, componenta tangenţială la frezarea cilindrică. Aceste valori servesc la proiectarea lanţului cinematic pentru mişcarea principală de la maşinile universale de frezat.

Tabela 1

Marca oțelului	Forța Kgf	t = 1 mm				t = 2 mm				t = 2,5 mm				t = 3 mm			
		S_z 0,125	S_z 0,2	S_z 0,246	S_z 0,313	S_z 0,125	S_z 0,2	S_z 0,246	S_z 0,313	S_z 0,125	S_z 0,2	S_z 0,246	S_z 0,313	S_z 0,125	S_z 0,2	S_z 0,246	S_z 0,313
OLC 10	P_H	76	104	132	165	165	208	252	314	182	270	322	365	235	322	378	449
	P_v	35	41,7	54	58,4	54	67	71	79	51,7	67	71,6	75	51,7	60	60	60
	P_a	14,5	22,5	28	34	25,4	37,7	45	55,7	32,7	47	53	65	37,7	51,6	65	80
OLC 15	P_H	78	113	139	174	165	213	261	322	183	274	326	374	235	326	395	457
	P_v	37,5	45,8	54	61	54	67,5	75	80	53,4	66,6	71,6	75	51,6	60	60	60
	P_a	14,6	24	29,3	34,4	25,6	38	47	56,5	33	47,6	55,6	66	39,5	55	66	80,5
OLC 20	P_H	103	152	184	220	199	282	336	403	273	362	421	510	291	400	475	537
	P_v	43,4	54,6	61,6	67	61	76	80	87,5	72	76	80	87	66	76	81	87
	P_a	14,9	25,3	31,3	38	28,3	32	48,5	58	31,3	47,8	56,6	67	40	56	67	67
OLC 25	P_H	85,5	122	151	192	175	234	275	342	212	291	334	405	230	320	365	455
	P_v	52	68	77,5	83,5	78,5	100	106	114	82,5	98	104	113	93	101	109	109
	P_a	15	24,7	32	36,8	27	42,7	50	60	32	49,5	60	86	41	65	75	90
OLC 30	P_H	114	121	202	251	218	300	361	427	286	374	445	529	304	422	493	593
	P_v	51,7	62	70,7	80	71,5	94	103	112	95	112	121	128	94	106	110	124
	P_a	14,4	24	31,2	32,7	29	45	53	64	36	54,5	62	74	36,4	56	68	82
OLC 35	P_H	98	133	160	205	178	262	302	382	231	312	273	400	249	347	409	485
	P_v	51,6	64,5	70,5	77,5	77,5	94,5	107	120	94,5	112	120	132	94,5	109	116	129
	P_a	14,5	24,8	31,4	33,5	29	43,8	54,5	63,5	34	54,5	63,5	73	36,4	54,5	69	84
OLC 40	P_H	100	138	169	205	187	258	306	378	236	312	374	445	253	351	418	500
	P_v	53,5	69	75	89,5	77,5	100	112	127	95	112	121	134	97,5	115	122	138
	P_a	14,4	24	31,2	32,7	29	45	53	64	36	54,5	62	74	36,4	56	68	82
OLC 45	P_H	102	150	185	222	209	288	347	418	262	351	413	500	280	418	458	547
	P_v	60	75,5	81,5	90	103	109	116	118	113	120	120	131	105	128	133	135
	P_a	17,5	25,4	32,8	38,6	30,6	50	59,5	74	39	60,5	74	88	44	65,5	83,6	105
OLC 50	P_H	98	135	169	222	209	271	351	423	254	338	405	472	280	374	445	535
	P_v	63,5	77,5	83,4	90	109	116	122	126	118	129	132	142	103	122	127	129
	P_a	17,4	27,5	35	40,6	30,5	48,6	61	75,4	40	61	74	91,5	42	67,5	83,5	98
OLC 55	P_H	100	146	185	229	208	274	331	424	255	336	406	485	282	384	446	539
	P_v	67	84,5	92	98	117	129	135	144	126	136	143	157	130	139	143	143
	P_a	22,5	32,2	37,5	45	33	48,6	60	73,5	36	58,5	71	88,5	43,5	68	85,5	101
OLC 60	P_H	107	157	177	243	222	301	358	429	268	376	457	540	305	429	524	640
	P_v	68	88	97,5	112	120	144	154	168	125	160	168	188	144	164	195	204
	P_a	20,7	31	38	48	34,4	55	63,5	79	43,5	67,5	83	100	52	79	96,5	112

Datele experimentale centralizate în tabela 1 și valorile componentei tangențiale a forței de așchiere P calculate cu relația (3) au permis să se stabilească și raporturile cantitative dintre componentele P_H, P_V și P_a și componenta tangențială P, și anume:

$P_H = (0{,}93-0{,}987)P$, $P_v = (0{,}16-0{,}46)P$ și $P_a = (0{,}14-0{,}2)\ P$.

Așadar, cunoscînd componenta tangențială P (se determină cu relația (2) și valorile din tabela 2), se află ușor și valorile componentelor forței de așchiere la frezarea cilindrică pe cele trei direcții ale sistemului rectangular de axe oxyz.

Concluzii. Din diagramele trasate cu datele din tabela 1 se constată că valorile forței tan-

Tabela 2

Marca oțelului	Duritatea HB	c_{Pm}	x_{Pm}	y_{Pm}
OLC 10	107	34,8	0,950	0,745
OLb 15	133,5	40,11	0,943	0,790
OLC 20	135	49,2	0,886	0,740
OLC 25	172	41,7	0,856	0,740
OLC 30	170	53,2	0,860	0,747
OLC 35	176	43,9	0,866	0,740
OLC 40	175	43,2	0,843	0,731
OLC 45	211	47,3	0,855	0,710
OLC 50	224	48,1	0,893	0,750
OLC 55	210,5	51,4	0,851	0,760
OLC 60	220,5	52	0,972	0,765
Valori medii pe grupă		46	0,889	0,747

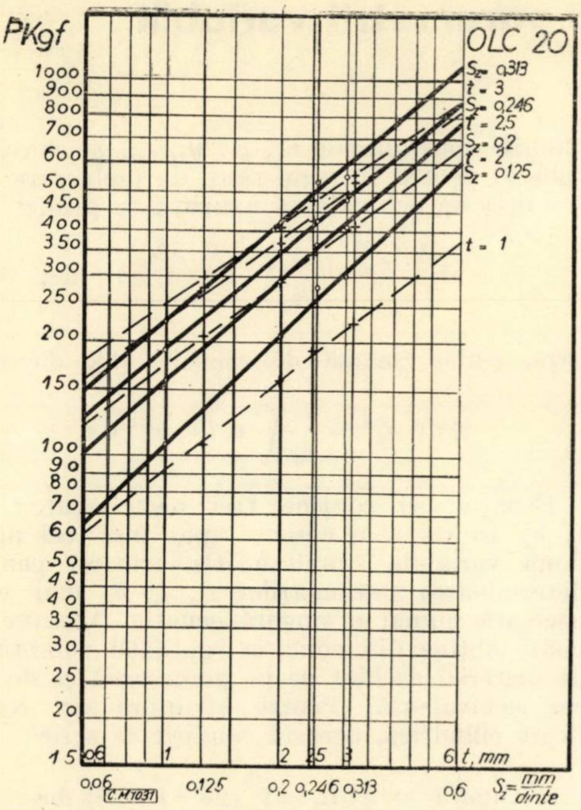


Fig. 3

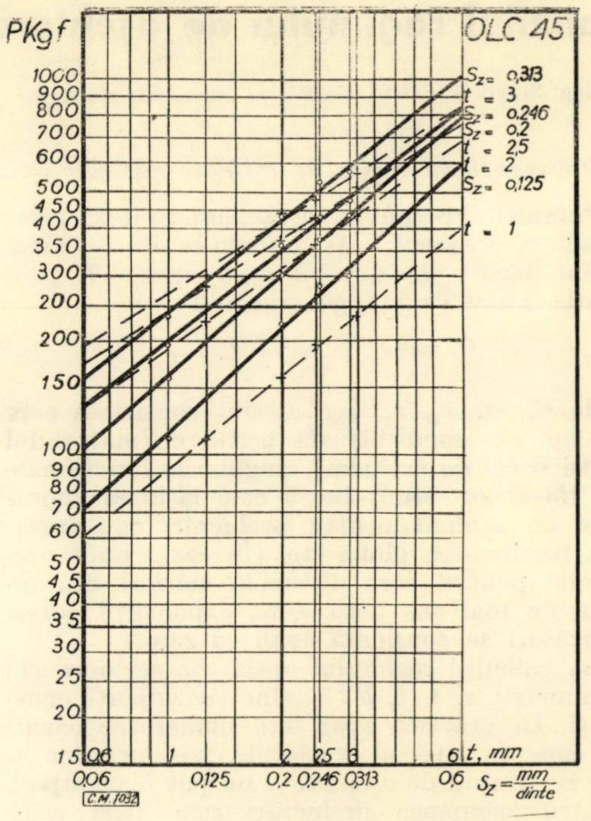


Fig. 4

gențiale măsurate la s_z = const și la t = const se dispun pe o dreaptă, ceea ce înseamnă că pentru fiecare marcă de oțel exponenții x_p și y_p sînt constanți.

Valorile medii pe grupă ale exponenților, obținute ca medie a valorilor medii de la fiecare marcă de oțel, sînt apropiate de cele indicate în literatura de specialitate [4], [5].

Constanta medie pe grupă $C_{pm} = 46$ se găsește sub valoarea indicată în literatură [5]. De asemenea, se constată că valoarea medie a constantei C_p pentru o anumită marcă de oțel nu depinde numai de duritatea acestuia, așa cum se apreciază în unele lucrări, ci depinde de un ansamblu întreg de proprietăți fizico-chimice și mecanice, motiv pentru care aceste valori nu merg în ordine crescătoare de la OLC 10 la OLC 60.

Raporturile cantitative dintre componentele forței tangențiale de așchiere, determinate prin calcul pe baza valorilor măsurate, sînt comparabile cu cele indicate în literatură [5], [6], [8], cu mențiunea că la această grupă de oțeluri ele se găsesc între limite mai largi. Numai raportul dintre forța P_a și P nu are valori apropiate de cele indicate, deoarece el depinde în primul rînd de valoarea unghiului de înclinare a dinților frezei cu care se efectuează încercările experimentale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cașler, Gh.*, *Zetu, D.*, *Cozmîncă, M.* Contribuții la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oțeluri obișnuite (OL STAS 500—63). În : Construcția de Mașini, nr. 11, 1968.

[2] *Rozenberg, A. M.* Dinamika frezerovania. Moscova, Sovetskaia nauka, 1945.

[3] *Reznikov, N. I.* Ucenie o rezanii metallov. Moscova, Mașghiz, 1947.

[4] *Granovski, G. I.* Rezanie metallov. Moscova, Mașghiz, 1954.

[5] *Spravocinik mașinostroitelea*, vol. 5—11, 1964.

[6] *Koenigsberger, F.*, *Sabberwal, A.J.P.* Studiul forței de așchiere la frezare. În : Int. J. Mach. Tool Design and Res., nr. 1—2, 1961, p. 15—33.

[7] *Smejkal, E.* Calculul forței de așchiere la frezarea cilindrică. În :Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 4, 1966, p. 225—227.

[8] *Ippolito, R.* Calculul forței și a puterii de așchiere la frezare. În : Mecch. utensili, nr. 3—4, p. 4—9.

Calculul regimului de așchiere cu parametrii variabili

Dr. ing. Sergiu T. CHIRIACESCU— Universitatea din—Brașov

Prelucrări cu regim de așchiere variabil

Parametrii regimului de așchiere : viteza principală v, avansul s și adîncimea de așchiere t sînt legați de durabilitatea sculei T prin relația Time-Taylor generalizată :

$$C = v T^{m} t^{x_1} s^{x_2} b^{x_3} \ldots, \tag{1}$$

unde C, m, x_1, x_2, x_3, ... sînt constante care depind de condițiile de așchiere (materialul sculei și cel de prelucrat, unghiurile funcționale ale tăișurilor etc.), iar b este lățimea suprafeței de așchiat pentru prelucrări ca : frezarea, rectificarea plană etc. (În cazul unor prelucrări pentru care diversele mărimi din relația de mai sus n-au sens, exponenții corespunzători se consideră egali cu zero.)

La calculul regimului optim de așchiere [1] parametrii v, t, s, b ... sînt considerați constanți. În practică apar însă numeroase cazuri în care în special variațiile parametrilor v, t, b cu timpul de așchiere τ nu pot fi neglijate. Pentru asemenea prelucrări este utilă echivalarea piesei reale cu o piesă care, prelucrată fiind cu un regim de așchiere avînd parametrii constanți, produce, în același timp de prelucrare, aceeași uzură a tăișurilor sculei [2].

Ecuațiile parametrilor de așchiere echivalenți

Luînd în considerare în mod explicit numai o parte din factori, uzura care impune înlocuirea sculei se produce după o lege de forma :

$$U = C_u v_{y_1} \tau^{y2} t^{y3} s^{y4} b^{y5} \ldots, \tag{2}$$

unde C_u, y_1, y_2, ... sînt constante ale condițiilor de așchiere.

După un timp $\tau = T$ apare uzura maximă admisibilă U_a, iar relația (2) devine formula lui Time-Taylor generalizată. Din compararea relației (1) cu relația (2) scrisă pentru $\tau = T$ rezultă :

$$C = \left(\frac{u_a}{C_u}\right)^{\frac{1}{y_1}} ; \ \frac{y_2}{y_1} = m = \frac{1}{z} ; \ \frac{y_3}{y_1} = x_1 ; \ \frac{y_4}{y_1} = x_2 ; \ \frac{y_5}{y_1} = x_3 ; \ \ldots \tag{3}$$

La prelucrarea piesei reale, într-un timp infinit mic $d\tau$, parametrii v, t, b pot fi socotiți constanți. Se impune condiția ca uzura care apare în acest timp la prelucrarea piesei reale și a piesei echivalente avînd : $v_e = \text{ct.}$, $t_e = \text{ct.}$, $b_e = \text{ct.}$ să fie aceeași. În ipoteza menținerii neschimbate a condițiilor care determină valorile constantelor C_1, y_1, y_2, ... și a avansului s, pentru întregul timp de prelucrare τ_0, condiția de echivalență a uzurii se scrie :

$$v_e^{\frac{y_1}{y_2}} \ t_e^{\frac{y_3}{y_2}} \ b_e^{\frac{y_5}{y_2}} = \frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} v^{\frac{y_1}{y_2}} \ t^{\frac{y_3}{y_2}} \ b^{\frac{y_5}{y_2}} \, \mathrm{d}\tau,$$

care, ținînd seamă de relațiile (3), devine :

$$v_e^{z} \, t_e^{x_1 z} \, b_e^{x_3 z} = \frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} v^{z} \, t^{x_1 z} \, b^{x_3 z} \, \mathrm{d}\tau. \tag{4}$$

Ecuația (4) conține trei necunoscute : v_e, t_e, b_e. În cazurile curente apar însă cel mult două variabile simultan. Ca urmare, pentru determinarea parametrilor v_e, t_e, b_e mai este necesară numai o singură ecuație. Aceasta se poate obține din condiția egalității volumului de material așchiat de pe piesa reală și de pe cea echivalentă. Pentru strunjire sau rectificare cilindrică, această condiție se scrie :

$$(2d_e \, t_e + t_e^2) \, L_0 = \int_0^{L_0} (2d \cdot t + t^2) \, \mathrm{d}x,$$

care, ținînd seamă că $t_e \ll d_e$, $t \ll d$, devine :

$$d_e \, t_e \approx \frac{1}{L_0} \int_0^{L_0} d \cdot t \, \mathrm{d}x. \tag{5}$$

În mod similar, pentru frezare sau rectificare plană se poate scrie :

$$t_e \, b_e = \frac{1}{L_0} \int_0^{L_0} t \cdot b \, \mathrm{d}x. \tag{5'}$$

Particularizări

Dacă n, rot/min, este turația care dă viteza principală de așchiere, atunci mărimea cursei de avans este :

$$x = n s \tau. \tag{6}$$

Notînd cu d_e diametrul suprafeței echivalente, se poate scrie :

$$v_e = \frac{\pi d_e \, n}{1\,000}. \tag{7}$$

Fie cazul general al strunjirii piesei din figura 1. Ținînd seamă de relațiile (6) și (7), ecuațiile de echivalență (4) și (5) devin :

$$d_e^{z} \, t_e^{x_1 z} = \frac{2^{z}}{L_0} A \ ; \ d_e \, t_e = \frac{B}{L_0}, \tag{8}$$

unde s-a notat:

$$A = \int_0^{L_0} f^z(x)\,[\psi(x) - f(x)]\,\mathrm{d}x;$$

$$B = \int_0^{L_0} 2f(x)\,[\psi(x) - f(x)]\,\mathrm{d}x. \qquad (9)$$

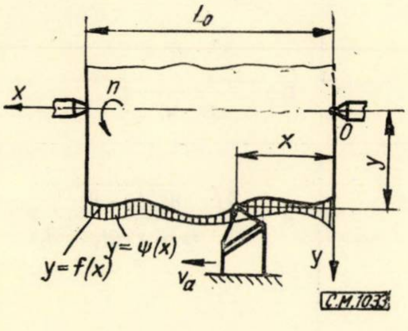


Fig. 1

Rezolvînd sistemul de ecuații (8), se obține:

$$d_e = \sqrt[z(1-x_1)]{2^z L^{x_1 z-1}\, AB^{-x_1 z}}; \quad t_e = \sqrt[z(x_1-1)]{2^z L_0^{z-1}\, AB^{-z}}. \qquad (10)$$

Se observă că, dacă variația adîncimii de așchiere se poate neglija ($t = t_0$), prima relație din (10) dă formula stabilită în lucrarea [2]:

$$d_e = 2\sqrt[z]{\frac{1}{L_0}\int_0^{L_0} f^z(x)\,\mathrm{d}x}.$$

Pentru cazul general al frezării se consideră piesa din figura 2. În această situație, ecuațiile (4) și (5') devin:

$$t_e^{x_1 z}\, b_e^{x_3 z} = \frac{E}{L_0}; \; t_e b_e = \frac{F}{L_0}, \qquad (11)$$

unde s-a notat:

$$E = \int_0^{L_0} [\psi(x) - f(x)]^{x_1 z} \cdot [\psi_1(x) - \psi_2(x)]^{x_3 z}\,\mathrm{d}x;$$

$$F = \int_0^{L_0} [\psi(x) - f(x)]\,[\psi_1(x) - \psi_2(x)]\,\mathrm{d}x. \qquad (12)$$

Rezolvînd sistemul de ecuații (11), se obține:

$$t_e = \sqrt[z(x_1-x_3)]{L_0^{x_3 z-1}\, EF^{-x_3 z}}; \; b_e = \sqrt[z(x_3-x_1)]{L_0^{x_1 z-1}\, EF^{-x_1 z}}. \qquad (13)$$

Unele particularizări ale relațiilor stabilite sînt prezentate în tabela 1.

După determinarea mărimilor echivalente d_e, t_e, b_e, cu relația (7) se determină v_e și apoi se folosește formula Time-Taylor generalizată (1). Pentru determinarea celorlalte mărimi care intră în relația (1) este indicată metoda prezentată în lucrarea [1].

Exemplificări

— Fie de strunjit axul conic din tabela 1, a. Piesa este executată din OLC 45 (STAS 880—60), iar tăișurile sculei sînt din carburi metalice. În funcție de materialul piesei și al tăișurilor sculei, la un avans de generare $s \leqslant 0{,}3$ mm/rot, se recomandă $z = 5$, $x_1 \approx 0{,}2$ [3]. Pentru $d_2 = D = 100$ mm, $d_1 = 94$ mm, $L_0 = 500$ mm formulele din tabela 1 dau: $= d_e \approx 98$ mm, $t_e \approx 1{,}83$ mm.

Dacă axul are $d_2 = 100$ mm, $d_1 = 50$ mm, iar $t_0 =$ ct., atunci $d_e \approx 80$ mm, iar $t_e \approx 0{,}94 t_0$.

— Se consideră că piesa din tabela 1, d este executată din FC15 (STAS 568—61) și se frezează cu un cap de frezat armat cu cuțite avînd tăișurile din carburi metalice. În acest caz $z = 3{,}13$, $x_1 = 0{,}2$, $x_2 = 0{,}15$ [3]. Pentru $b_1 = 200$ mm, $t_1 = 5$ mm, $l_1 = 800$ mm, $b_2 = b_k = 400$ mm, $t_2 = t_k = 10$ mm, $l_2 = l_k = 200$ mm, formulele corespunzătoare din tabela 1 dau: $t_e \approx 6{,}5$ mm, $b_e \approx 225$ mm.

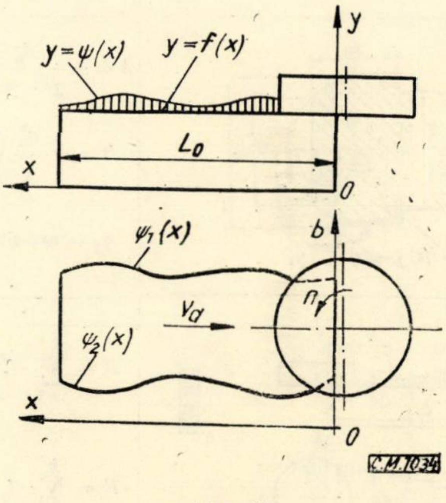


Fig. 2

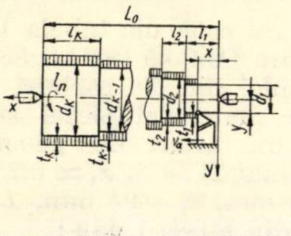
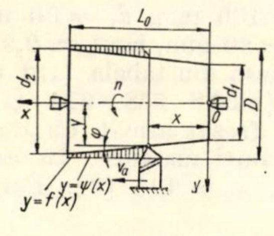
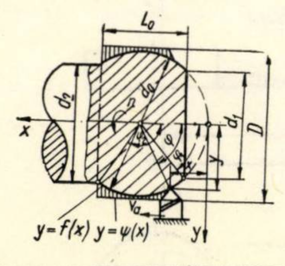
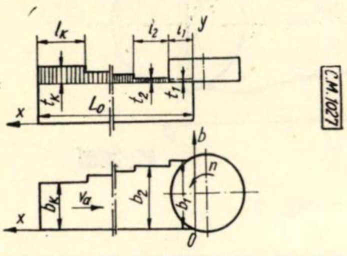
Concluzii

1. Înlocuirea piesei reale cu o piesă echivalentă este necesară pentru multe cazuri de prelucrare prin așchiere. O justificare mai detaliată a ipotezelor de echivalare este dată în lucrarea [2].

2. O dată stabilite mărimile echivalente d_e, t_e, b_e, ... este posibil a aplica formula (1) și apoi a determina parametrii optimi ai regimului de așchiere folosind metoda prezentată în lucrarea [1].

3. Deși metoda este generală, în această lucrare au fost stabilite ecuațiile de echivalare numai pentru cazurile mai frecvent întîlnite în

Tabela 1

Schema de prelucrare	Formulele pentru *A, B, E, F*	d_e, t_e, b_e pentru cazul particular $t = t_0$
 L_0 l_k l_2 l_1 x n d_k d_{k-1} d_2 d_1 t_k t_{k-1} t_2 y	$A = \frac{1}{2^z} \sum_{i=1}^{k} d_i^{x} \cdot t_i^{x_1 \cdot z} \cdot l_i$ $B = \sum_{i=1}^{k} \cdot d_i \cdot t_i \cdot l_i$	$de = \sqrt[z]{\frac{\sum_{i=1}^{k} d_i^z \cdot l_i}{L_0}}$ $t_e = \frac{\sum_{i=1}^{k} \cdot d_i \cdot l_i}{L_0 \cdot d_e} t_0$
 L_0 d_2 d_1 D n x y φ v_a $y=\psi(x)$ $y=f(x)$	$A = \frac{2L_0}{d_2 - d_1} \int_{\frac{d_1}{2}}^{\frac{d_2}{2}} y^z \left(\frac{D}{2} - y\right)^{x_1 z} dy$ $B = \frac{4L_0}{d_2 - d_1} \int_{\frac{d_1}{2}}^{\frac{d_2}{2}} y \left(\frac{D}{2} - y\right) dy$	$d_e = \sqrt[z]{\frac{d_2^{z+1} - d_1^{z+1}}{(z+1)(d_2 - d_1)}}$ $t_e = \frac{d_2 + d_1}{2d_e} t_0$
 L_0 d_2 d_0 d_1 D n x y φ v_a $y=f(x)$ $y=\psi(x)$	$A = -\frac{d_0^{z+1}}{2^{z(1+x_1)+1}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (D - d_0 \sin\varphi)^{x_1 z} \sin^{z+1} d\varphi$ $B = -\frac{d_0^2}{4} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (D - d_0 \sin\varphi) \sin^2\varphi \, d\varphi$ $\varphi_1 = \arcsin \frac{d_1}{d_0}; \quad \varphi_2 = \pi - \arcsin \frac{d_2}{d_0}$	$d_e = d_0 \sqrt[z]{\frac{d_0}{2L_0} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin^{z+1} \varphi d\varphi}$ $t_e = \frac{d_0}{4L_0 \, d_e} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (D - d_0 \sin\varphi) \sin^2 \varphi d\varphi$
 l_k l_2 l_1 y t_k t_2 t_1 L_0 x b n b_k v_a b_2 b_1 0 C.M. 1027	$E = \sum_{i=1}^{k} \cdot t_i^{x_1 z} \cdot b_i^{x_3 z} \cdot l_i$ $F = \sum_{i=1}^{k} \cdot t_i \cdot b_i \cdot l_i$	$b_e = \sqrt[x_1 z]{\frac{\sum_{i=1}^{k} b_i^{x,z} \cdot l_i}{L_0}}$ $t_e = \frac{\sum_{i=1}^{k} b_i \cdot l_i}{L_0 b_e} t_0$

practică: strunjire (rectificare cilindrică) şi frezare (rectificare plană). Relaţiile (10) generalizează relaţiile stabilite în lucrarea [2].

4. Chiar dacă se neglijează influenţa variaţiei adîncimii de aşchiere, relaţiile stabilite în această lucrare sînt mai exacte decît cele din lucrarea [2]. După cum se poate observa, luarea în considerare a adîncimii de aşchiere a permis determinarea mărimii t_e şi pentru cazul $t = \text{ct}$.

5. În cazul în care variaţia adîncimii de aşchiere este însemnată, se recomandă utilizarea relaţiilor generale de forma (10) şi (13). Dacă variaţia adîncimii de aşchiere se poate neglija, atunci în relaţiile (10) şi (13) se va considera $t = \text{ct}$. În acest caz se obţin relaţii de forma celor din tabela 1, ultima coloană.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, Gh., Chiriacescu, S. T.* Calculul durabilităţii sculei şi regimului de aşchiere folosind programarea matematică. In: „Studii şi cercetări de mecanică aplicată". tom 30, nr. 4 1971.

[2] *Sauer, L., Drăghici, Gh., Chiriacescu, S. T.* Die äquivalente Drehzahl und Standzeit des Werkzeuges beim Drehen mit wechselnder Beanspruchung. In: Werkstattstechnik, nr. 2, 1969 (Express informaţiia, Rejuşcie instrumentî, nr. 29, 1969).

[3] *Vulif, A. M.* Rezaniie metallov. Moscova, Maşinostroenie, 1963.

Filetarea prin reliefare a soclurilor de lămpi electrice

Ing. Theodor EFTIMIU — Uzina de cinescoape — București

Realizarea soclurilor de lămpi a lărgit considerabil cîmpul de activitate al deformării la rece a tablelor subțiri, oferind proiectanților și tehnologilor posibilități mult mai simple și mai economice. Cu timpul, seriile de fabricație foarte mari au permis înlocuirea operațiilor executate manual pe dispozitive cu altele realizate pe mașini specializate semiautomate sau pe mașini agregat.

Deși fabricarea acestor piese este cunoscută de mult timp, lipsa aproape totală de date asupra acestei probleme din lucrările de specialitate apărute în ultimii ani la noi în țară [1], [2], [3], [4] și în străinătate [5], [6] ne-a îndemnat să prezentăm o metodă simplă pentru calculul parametrilor geometrici ai sculelor și rezultatele experimentărilor făcute.

Un soclu de lampă, înainte de asamblare, este compus din: gît, partea filetată și fund (fig. 1). Fiecare dintre aceste părți este importantă cînd se urmărește realizarea unui soclu corect. Gîtul prezintă o evazare care are rolul de a sprijini balonul de sticlă al lămpii. Uneori, la soclurile mari, se practică pe gît patru crestături radiale cu scopul de a mări elasticitatea piesei și a permite așezarea corectă a balonului. De obicei diametrul gîtului este mai mare decît diametrul părții filetate, avînd o lungime de 2 la 5 mm. Partea filetată servește la înșurubarea în dulie a lămpii electrice. La lămpile mari, pe partea interioară se înșurubează izolatorul ceramic. Filetul, de tip Edison, trebuie realizat cu un joc capabil să preia diferențele de dimensiuni ale pieselor cu care se asamblează în interior și exterior, iar profilul trebuie să permită o îmbinare corectă.

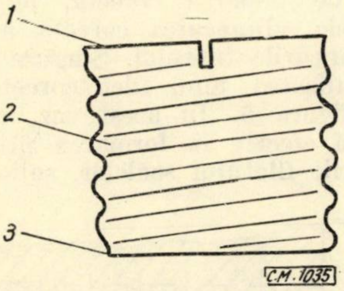


Fig. 1

Fundul soclului va asigura, cînd este cazul, rezemarea izolantului ceramic. Suprafața frontală se cere să fie perpendiculară pe axa soclului, iar aspectul general plăcut la vedere, corect, fără bavuri sau suprafețe rugoase. Este necesar ca piesa să fie complet detensionată, pentru a împiedica apariția fisurilor, rezultate în urma ecruisării foarte puternice din timpul deformării.

Tehnologia în sine cuprinde obținerea semifabricatului cilindric neted prin ambutisare în mai multe trepte și rularea filetului. Ambutisarea se poate realiza pe ștanțe separate pentru fiecare treaptă intermediară sau pe una cu acțiune succesivă. În figura 2 se pot urmări operațiile parcurse pentru obținerea semifabricatului cilindric neted.

Ceea ce este important pentru realizarea operației ulterioare este precizia de ambutisare finală și calibrarea semifabricatului.

Principiul pe care se bazează filetarea este cunoscut de multă vreme, astăzi realizîndu-se progrese evidente numai în ceea ce privește sculele și productivitatea: doi arbori, avînd turații diferite, care se rotesc în același sens, pe unul fixîndu-se (prin intermediul unui con Morse) un dorn filetat dreapta al cărui profil corespunde oarecum profilului interior, iar pe celălalt o rolă filetată stînga al cărei profil corespunde profilului exterior al soclului, în măsura arătată mai jos. Pentru obținerea unei rulări corecte, între turațiile și diametrele de calcul se stabilește următorul raport, cerut de vitezele periferice egale în punctul de contact:

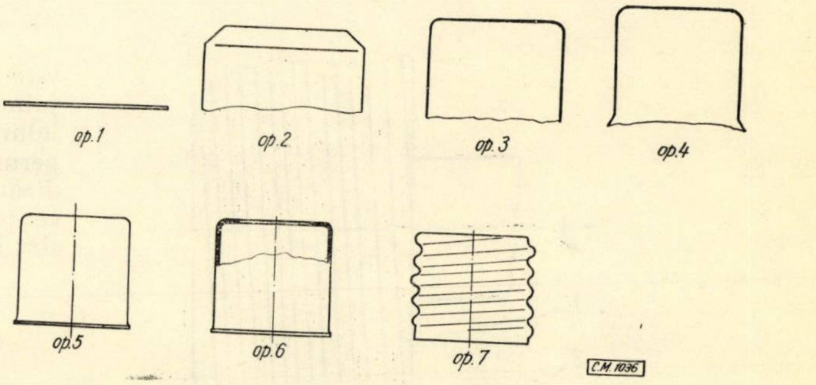


Fig. 2

$$\frac{n_r}{n_d} = \frac{d_{cd}}{d_{cr}} = i,$$

unde:

n_d, n_r sînt turațiile dornului, respectiv al rolei;

d_{cd}, d_{cr} — diametrele de calcul corespunzătoare;

i — raportul de transmitere, egal cu numărul de începuturi ale filetului rolei.

De obicei, arborele pe care este fixat dornul are o poziţie stabilită, iar rola basculează, această mişcare avînd rolul de a permite extragerea piesei finite fără oprirea maşinii, prin intermediul unui sistem mecanic. În figura 3 se poate urmări modul de lucru al celor două scule. Semifabricatul este introdus pe dorn, iar rola coboară (fig. 3a) venind în contact cu semifabricatul pe care îl reliefează pe toată lungimea (fig. 3b). La maşinile vechi, bascularea se făcea prin comanda la pedală a operatorului, la cele noi este realizată printr-un sistem camă, tachet şi pîrghii articulate. Maşinile moderne cuprind, în afara celor doi arbori, un al treilea pe care sînt fixate camele care, pe lîngă mişcările de mai sus, comandă împingerea şi tamponarea semifabricatelor, alimentarea etc.

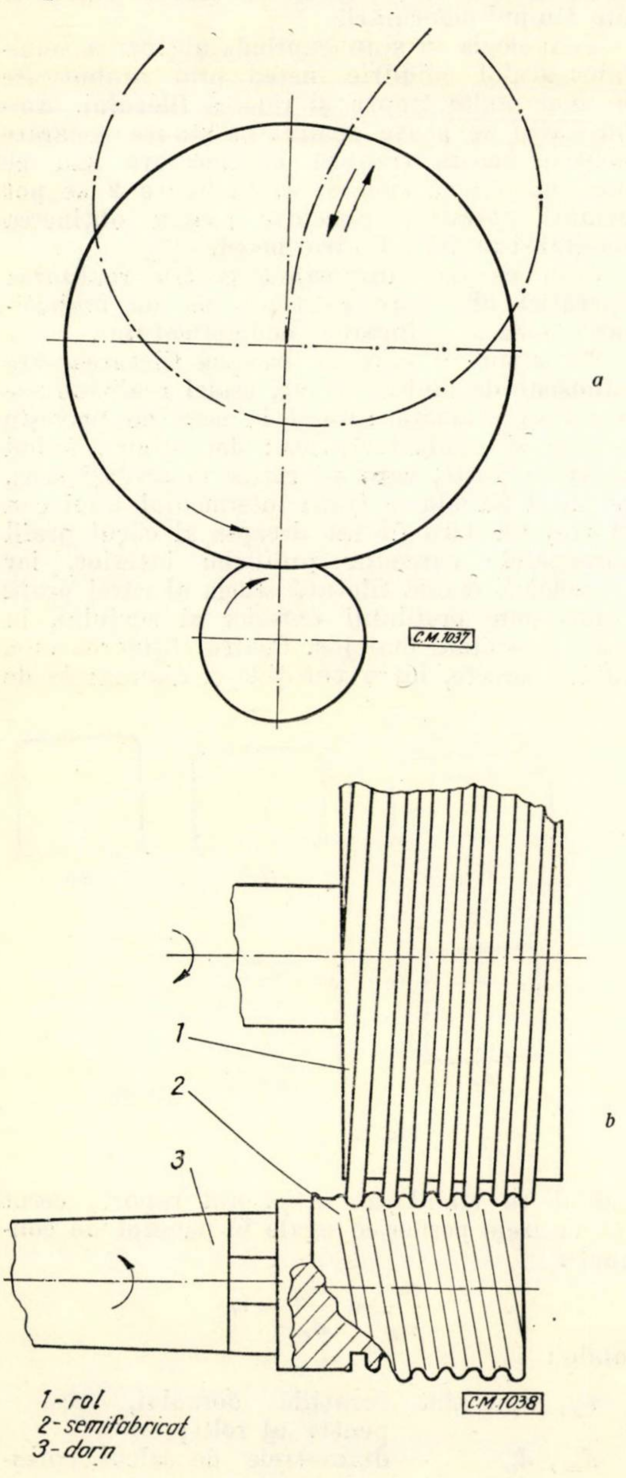


Fig. 3

Viteza periferică a rolelor este de 150—180 m/min, iar raportul n_r/n_d variază între 1/10 şi 2/1, valorile crescînd cu dimensiunile semifabricatului. Rapoartele pot fi modificate cu ajutorul unui set de roţi de schimb.

Ar părea că, pentru realizarea unui filet corect, este suficient ca profilul dornului şi rolei să copieze interiorul sau, respectiv, exteriorul piesei (fig. 4). Această construcţie nu este nici pe departe corectă, nepermiţînd, printre altele, alunecarea corectă a materialului pe flancurile filetului. Singura formă ce permite realizarea unui filet corect este indicată în figura 5. În acest caz, elementele ce participă efectiv la formarea prin tragere sînt flancurile filetului sculelor, solicitarea semifabricatului fiind spaţială. Experienţele făcute au demonstrat cele afirmate mai sus.

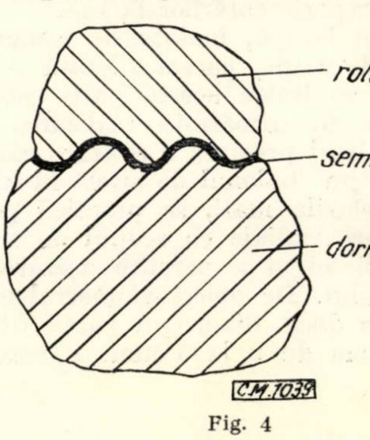


Fig. 4

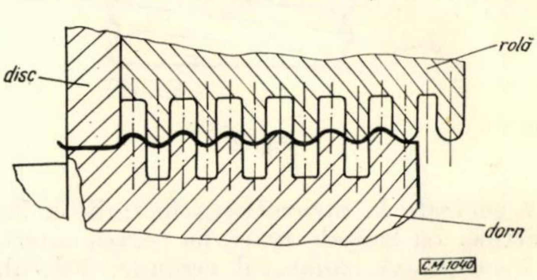


Fig. 5

Se va analiza mai departe calculul elementelor geometrice ale sculelor, funcţie de caracteristicile filetului rulat. În STAS 691—61, dimensiunile filetului Edison sînt trecute într-un mod care ţine seamă de posibilitatea de a realiza soclurile din materiale de grosimi diferite. Este necesar să se facă o paranteză şi să se arate că diametrul şi lungimea semifabricatului cilindric neted nu corespund dimensiunilor respective ale piesei finite, datorită deformărilor puternice. Prin reliefare, funcţie de reglajul maşinii, se obţine o creştere a diametrului exterior, care la experimentările făcute pentru un soclu E40 a fost de 0,3 ÷ 0,5 mm, iar paralel cu aceasta o lungire, care pentru acelaşi soclu a fost de 0,8 ÷ 1,2 mm. Variaţiile se datoresc neomogenităţii materialelor, compoziţiei chimice inconstante în cadrul aceleiaşi calităţi de material, tratamentului termic, reglajului incorect şi inconstant al ultimei matriţe de ambutisat etc. Se poate preciza că aceste dimensiuni, deci valorile reglajului, se pot stabili numai prin experimentări făcute pentru fiecare lot de piese, plecînd de la ultima operaţie.

Este interesant de arătat faptul că diametrul interior al semifabricatului cilindric neted, rezultat la ultima operaţie înainte de reliefare, este mai mare decît diametrul exterior al dornului, fapt solicitat de condiţia de asamblare pe balonul de sticlă şi de necesitatea de angajare pe dorn în condiţiile cerute de alimentarea continuă. Se poate preciza faptul că în anumite limite nu dăunează preciziei cerute.

Folosind următoarele notaţii (fig. 6):

D_{ci1} — diametrul părţii cilindrice a soclului;
D_{ed} — diametrul exterior al dornului;
D_{id} — diametrul interior al dornului;
r_d — raza profilului dornului;
D_{er} — diametrul exterior al rolei;
D_{ir} — diametrul interior al rolei;
r_r — raza profilului rolei;
g — grosimea materialului;
r — raza de curbură a filetului, conform STAS 691—61;
p — pasul filetului, conform aceluiaşi standard;
j — jocul total dintre diametrul exterior al dornului şi semifabricatul cilindric neted;

rezultă:

$$D_{ed} = D_{ci1} - (2g + j);$$

$$D_{cd} = D_{ed} - 2(r + g);$$

$$D_{id} = D_{cd} - (3 \ldots 8) \text{ mm constructiv.}$$

Pentru calculul dimensiunilor geometrice ale rolei se pleacă de la diametrul de calcul al dornului (D_{cd}):

$$D_{cr} = i\, D_{cd};$$

$$D_{er} = D_{cd} + 2r;$$

D_{ir} se alege ca şi D_{id}.

La proiectarea sculei se ţine seamă că unghiul de înclinare al elicei, pasul şi celelalte elemente geometrice trebuie să corespundă întocmai cu cele ale filetului Edison respectiv. Din aceste motive şi ţinînd seamă de cele stabilite mai sus, filetul tăiat pe rolă va avea *i* începuturi şi sensul stînga.

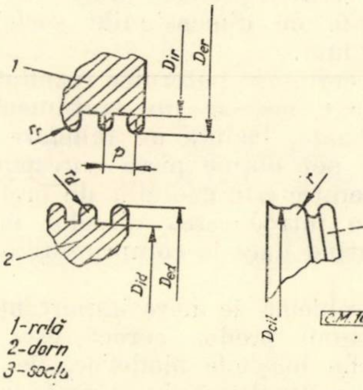


Fig. 6

Avîndu-se în vedere realizarea filetului numai prin tragerea materialului pe flancurile filetului sculei, rezultă importanţa realizării extrem de corecte a profilului elicei, a pasului etc. De asemenea este necesar, pentru obţinerea unei ieşiri de spiră corecte, ca pe dorn, pe partea care vine în contact cu fundul soclului, filetul să se termine ca în vederea frontală din figura 7.

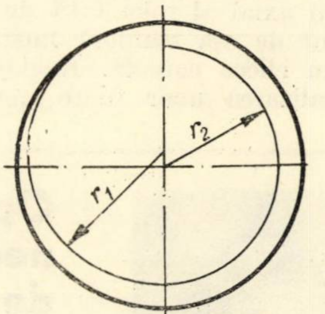


Fig. 7

În această figură:

$$r_1 = \frac{D_{ed} + D_{id}}{2};$$

$$r_2 = \frac{D_{id}}{2}.$$

Experimentările făcute au arătat că cea mai corectă tehnologie pentru obţinerea unui profil corespunzător al dornului şi rolei constă în tăierea unui canal dreptunghiular şi profilarea exterioară a elicei filetului cu ajutorul unui cuţit. După tratamentul termic se recomandă rectificarea profilului. Materialul folosit pentru scule a fost un oţel cu 12% Cr.

Pentru realizarea filetului, cele două scule se montează astfel încît rola să depăşească dornul cu cel puţin un pas. Pentru obţinerea unui gît neted şi a unei evazări pronunţate, autorul a folosit cu succes un disc cu diametrul corespunzător şi lăţime 2—3 mm (fig. 5).

Materialul semifabricatului este alama. Autorul a făcut experimentări cu două calităţi: Am 63 şi Am 70, cele mai bune rezultate dînd ultima. În ceea ce priveşte grosimea, ea poate varia funcţie de dimensiunile soclului între 0,25 şi 0,30 mm.

Datorită ecruisării puternice rezultate la ambutisare, este necesar un tratament termic de detensionare, înainte de reliefare, fără de care nu se pot obţine piese corespunzătoare. Această operaţie este deosebit de pretenţioasă, de exemplu introducerea pieselor în cuptor, în vrac, putînd duce la compromiterea ultimei operaţii.

O altă problemă de mare importanţă pentru realizarea unui produs corect este reglarea utilajului. La maşinile moderne, de tipul folosit uzual, reglorul trebuie să realizeze:

— reglajul adîncimii de intrare a rolei, care aduce după sine realizarea corectă a diametrului interior şi exterior. În cazul cînd distanţa dintre dorn şi rolă la punctul de coborîre inferior este prea mare, înălţimea filetului rezultat este prea mică, iar soclul nu se poate înşuruba în dulie; dacă distanţa este prea mică, rezultă un joc mărit faţă de cel normal, deci o strîngere nesigură. Defectele pot fi constatate cu ajutorul şabloanelor sau al calibrelor tampon;

— reglajul axial al rolei faţă de dorn, care trebuie făcut de aşa manieră încît să rezulte un profil cu elicea corectă. Reglajul incorect duce la realizarea unor filete „culcate”. În cazul extrem se imprimă urma rolei într-unul dintre flancurile filetului sau se ajunge chiar la retezarea soclului după urma imprimată;

— reglajul tamponului, care trebuie să asigure o lungime corectă a gîtului.

În afara acestor reglaje şi a altora care se fac pentru orice mărime de filet, există reglaje care au ca scop modificarea cinematicii maşinii. S-a arătat mai sus că există o anumită relaţie între turaţia dornului şi a rolei. La aceasta se adaugă relaţia dintre turaţia arborelui inferior, pe care este fixat dornul, şi aceea a axei cu came care comandă alimentarea, tamponarea etc. Această relaţie condiţionează productivitatea maşinii, care în cazul rulării de semifabricate de pînă la 0,4÷0,5 mm grosime atinge 3÷4 000 piese/h.

În final se poate arăta că cele expuse mai sus, în legătură cu soclurile de lămpi, îşi găsesc vaste aplicaţii în toate domeniile unde se folosesc elemente din tablă subţire filetate.

Rezultatele experimentale şi relaţiile pentru calculul sculelor pot fi aplicate şi extinse în toate aceste domenii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cirillo, A., Picoş, C., Bohosievici, C.* Tehnologia matriţării şi ştanţării la rece. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1966.

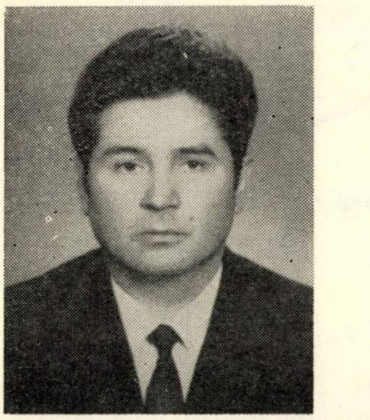
[2] *Munteanu, I., Olariu, V., Başca, S.* Presarea la rece. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[3] *** Modernizarea presei de ştanţat şi folosirea ca presă de transfer. Bucureşti, I. D. T., 1965.

[4] *Romanovski, V. P.* Ştanţarea şi matriţarea la rece. Bucureşti, Editura tehnică, 1970.

[5] *Bremberger, M.* Stanzerei Handbuch fűr Konstrukteure. Műnchen, Carl Hanser 1965.

[6] *Flimm, J.* Spanlose Formgebung. Műnchen, Carl Hanser, 1965.



Optimizarea principalilor parametri necesari în cadrul unui sistem integrat de programare operativă a producţiei de serie*

Dr. ing. Tudor HOMOŞ – Institutul politehnic – Bucureşti.
Matem. Gheorghe CIOBANU – Centrul de Calcul şi cibernetică economică – Bucureşti.
Ing. Stana COSTOIU – Institutul politehnic – Bucureşti.
Ing. Sorin VIŞAN – Intreprinderea de construcţii metalice şi aparataje–Bucureşti.

TUDOR HOMOŞ a absolvit Facultatea de ingineri economişti a Institutului politehnic din Bucureşti în 1956. Este doctor inginer (Institutul de ingineri economişti Sergo Ordjonichidze din Moscova) din 1965. În prezent este conferenţiar la Institutul politehnic din Bucureşti, Facultatea tehnologia construcţiilor de maşini, unde predă disciplina organizarea şi conducerea producţiei.

În ansamblul preocupărilor actuale privind perfecţionarea organizării producţiei un loc central îl ocupă prin particularităţile şi complexitatea sa, în construcţia de maşini, programarea operativă a producţiei.

După cum este cunoscut, construcţia de maşini este ramura industrială cu fabricaţia cea mai eterogenă, atît din punct de vedere al destinaţiei economice, cît şi al gradului de complexitate constructivă şi tehnologică a produselor. Prin natura sa, construcţia de maşini comportă prelucrarea simultană sau succesivă, pe baza unor procese tehnologice individuale, a unui număr foarte mare de piese şi subansambluri diferite care în faza finală alcătuiesc prin asamblare un anumit produs.

---

* Lucrarea a fost comunicată la cel de-al II-lea Simpozion „Aplicaţiile sistemului informaţional în economie“ organizat de Asociaţia oamenilor de ştiinţă din R.S.R, 8—12 decembrie 1970. Bucureşti.

Activităţile şi fenomenele care au loc în industria de maşini au în general un caracter discontinuu, ceea ce conferă procesului de producţie o serie de trăsături specifice, caracter multioperaţional şi dinamic, dispersie mare în spaţiu, care prezintă o mare importanţă pentru programarea operativă a producţiei.

Aceste trăsături specifice determină ca latura organizatorică de asigurare, pe baza respectării unor principii, a unei sincronizări dinainte determinate în timp şi spaţiu a producţiei în conformitate cu ritmul stabilit să constituie o necesitate stringentă şi în acelaşi timp de mare dificultate a fabricaţiei moderne de maşini.

1. *Problemele generale ale programării operative*

Programarea fabricaţiei moderne de maşini îmbrăţişează o gamă foarte largă de preocupări şi metode a cărei complexitate este determinată de varietatea problemelor pe care le ridică producţia acestei ramuri industriale.

În primul rînd trebuie subliniat că în definirea obiectivelor principale ale programării fabricaţiei s-a ajuns aproape la o unanimitate de păreri în privinţa faptului că această activitate reprezintă un element esenţial al organizării şi conducerii întreprinderii fără de care nu poate fi concepută coordonarea raţională în timp a oricărui proces de producţie.

În industria modernă sfera de cuprindere a programării operative a fabricaţiei s-a lărgit incluzînd ansamblul de reglementări şi acţiuni privind primirea prelucrarea şi lansarea comenzilor, întocmirea programelor, repartizarea sarcinilor din planul de producţie în timp şi în spaţiu, pregătirea operativă a elementelor auxiliare ale fabricaţiei, evidenţa şi controlul îndeplinirii sarcinilor programate, reglementarea operativă a procesului fabricaţiei în conformitate cu obiectivele iniţiale şi schimbările intervenite pe parcurs, sistemul de dispecerizare a producţiei ş.a.

Rezultă deci că programarea operativă a fabricaţiei cuprinde un complex de activităţi legate nemijlocit de pregătirea, desfăşurarea şi urmărirea procesului de producţie.

În accepţiunea cea mai generală, programarea operativă a producţiei, este definită ca o activitate menită să stabilească eşalonarea în timp (luni, decade, zile, schimburi, ore) şi în spaţiu (secţii, ateliere, locuri de muncă), pe executanţi direcţi, a sarcinilor de producţie, condiţiile în care urmează să se desfăşoare producţia şi sistemul de reglementări operative care să asigure realizarea ritmică, la termenele impuse şi cu cheltuieli minime, a planului de producţie al întreprinderii.

Prin implicaţiile sale, programarea operativă influenţează întreaga activitate tehnică, de producţie şi economico-financiară a întreprinderii, fapt ce impune cu stringenţă aşezarea acesteia pe baze ştiinţifice.

Aşezarea pe baze ştiinţifice a programării operative implică luarea în considerare, cu ocazia proiectării (reproiectării) proceselor de producţie în timp şi spaţiu, atît a succesiunii optime a operaţiilor procesului tehnologic, conform legii generale a organizării producţiei, cît şi a principiilor proporţionalităţii, paralelismului, ritmicităţii şi continuităţii.

Metodele şi formele concrete utilizate pentru programarea operativă a producţiei se stabilesc în funcţie de particularităţile procesului de producţie şi de condiţiile concrete existente în perioada de plan în cadrul fiecărei unităţi productive, ca de exemplu: caracterul procesului tehnologic, nivelul pregătirii şi al înzestrării tehnice, sistemul de producţie (individual, serie, masă), nivelul şi formele specializării producţiei, structura de producţie.

Elementul central al programării operative a producţiei îl constituie programarea producţiei de bază în raport cu care se desfăşoară pregătirea operativă a tuturor celorlalte elemente auxiliare ale fabricaţiei.

Deoarece tratarea exhaustivă a problemelor programării operative depăşeşte cadrul acestui studiu, în cele ce urmează vom prezenta numai unele aspecte privind optimizarea parametrilor necesari în cadrul unui sistem integrat de programare operativă a producţiei de serie.

2. *Direcţiile principale ale optimizării programării operative în producţia de serie*

Practica demonstrează că modelarea matematică a unui proces de producţie în industriile cu flux discontinuu, în vederea programării şi conducerii operative, trebuie să ia în considerare atîţia parametri cîţi sînt necesari pentru definirea semnificativă cel puţin a elementelor de bază ale procesului respectiv, ca de exemplu: numărul de sortimente, mărimea seriei, complexitatea constructivă a produselor, procesul tehnologic şi structura operaţională a acestuia corespunzător stadiilor de fabricaţie, capacitatea de producţie şi caracteristicile tehnico-economice ale utilajelor, consumurilor pe unitatea de produs, datele principale privind forţa de muncă etc.

Privită din punct de vedere al numărului de parametri, al sistemului de legături şi al legilor de distribuţie prin care aceşti parametri luaţi individual sau în grup acţionează asupra procesului de producţie, modelarea matematică a procesului optimizării programării operative este comparabilă prin complexitatea sa cu modelarea unor procese macroeconomice. Iată de ce, bazîndu-ne pe cunoscuta teoremă de optimalitate din programarea dinamică, este necesar să atragem atenţia că o politică optimă de programare operativă nu poate fi formată decît din subpolitici optime.*

Subpoliticile optime pot fi formate în cazul programării operative a producţiei de serie pe etape (ierarhizat) după cum urmează :

a) întocmirea unui program de producţie cu luarea în considerare a întregului potenţial productiv de care dispune o unitate de producţie în perioada de timp considerată ;

b) alegerea, în funcţie de sistemul de producţie (serie mică, serie mijlocie, serie mare), a celei mai raţionale forme de organizare a procesului de producţie (succesivă, paralelă sau mixtă) ;

c) calculul principalilor parametri : lotul de fabricaţie, durata ciclului de fabricaţie pe baza căreia se stabileşte apoi decalajul (avansul) minim necesar între stadiile vecine înlănţuite tehnologic, perioada de repetare a diferitelor loturi de fabricaţie, stocul de producţie neterminată medie ciclică (în unităţi naturale şi valorice) ;

d) după determinarea parametrilor fabricaţiei, etapa imediat următoare şi cea mai importantă pentru programarea operativă a producţiei o constituie ordonanţarea. Aceasta constituie instrumentul principal prin care se asigură organizarea ritmică a fabricaţiei pe calea stabilirii unei asemenea eşalonări a sarcinilor de producţie în raport cu mărimea diferiţilor parametri şi desfăşurarea fabricaţiei în timp şi spaţiu, care să concorde cu dinamica în timp a disponibilităţilor fiecărei unităţi productive sau să ia în considerare şi alte criterii specifice de optimizare.

După părerea noastră, numai o astfel de abordare, de ansamblu, a programării operative este în măsură să asigure îndeplinirea ritmică, la termenele impuse şi cu cheltuieli minime, a planului de producţie al întreprinderii.

O premisă de bază a optimizării programării operative o constituie existenţa în cadrul întreprinderii a unor fişiere permanent actualizate pentru produse, subansambluri, repere, operaţii, maşini-unelte, norme de consum (timp şi materiale) etc., care să furnizeze informaţiile primare pentru calcul. De existenţa şi calitatea informaţiilor primare depind în mare măsură precizia şi operativitatea efectuării calculelor — elemente esenţiale ale unei programări operative eficiente.

Întrucît fiecare din etapele enunţate anterior comportă un volum considerabil de calcule, se impune cu stringenţă, în vederea asigurării unei precizii înalte şi a unei operativităţi sporite, folosirea pe scară largă a tehnicii moderne de calcul şi prelucrare a datelor.

Practica a dovedit că în acest scop sînt absolut necesare calculatoare numerice universale sau specializate care să deţină performanţe corespunzătoare gradului de complexitate al problemelor ce trebuie rezolvate. Experienţele efectuate în întreprinderi de mărimi mijlocii de către firme producătoare de mijloace moderne de calcul, ca de exemplu : Bull-General Electric (Franţa), Olivetti (Italia), International Bussines Machines (S.U.A.) ş.a., au confirmat pe deplin necesitatea de a utiliza, în programarea şi conducerea operativă a producţiei din industriile cu flux discontinuu, calculatoarele electronice cu memorii operative şi viteze de calcul medii şi mari.

Au fost menţionate aceste cîteva aspecte privind cadrul în care se desfăşoară preocupările actuale în domeniul optimizării programării şi conducerii fabricaţiei în industria constructoare de maşini pentru a se înţelege mai bine unele tendinţe care se conturează în problema organizării ritmice a producţiei şi a mijloacelor tehnice ce trebuie folosite în acest scop.

3. *Algoritmul pentru optimizarea parametrilor programării operative în producţia de serie*

Una din etapele principale ce trebuie parcurse în vederea formării unei politici optime de programare operativă o constituie determinarea principalilor parametri (normative) ai desfăşurării în timp şi spaţiu a procesului de producţie.

Fiind o reflectare a cerinţelor legii generale şi a principiilor proporţionalităţii, paralelismului, ritmicităţii şi continuităţii ce stau la baza organizării proceselor de producţie, aceşti parametri exprimă proporţiile obiective ale desfăşurării fabricaţiei în timp şi spaţiu.

Cunoaşterea parametrilor fabricaţiei permite să se opereze în ansamblul problemelor legate de organizarea şi programarea producţiei în cadrul sistemului de producţie respectiv (individual, serie, masă) ; ei stau la baza alcătuirii programelor de producţie, pe un interval de timp dat, a graficelor standard, ciclogramelor de fabricaţie şi a planurilor coordonatoare pe produse ; cu ajutorul lor se poate determina gradul de utilizare al resurselor materiale şi umane şi, într-o măsură însemnată nivelul, cheltuielilor de producţie. Privind din acest punct de vedere, se poate aprecia că în programarea operativă a producţiei, în conducerea şi urmărirea îndeplinirii planului etapa hotărîtoare o constituie optimizarea parametrilor fabricaţiei.

---

* Teorema de optimalitate a lui Bellman (R. Bellman, Dynamic Programming, Princeton Univ. Press, N.Y., 1957).

Principalii parametri ai programării operative în cadrul sistemului producției de serie sînt :

N — volumul anual (semestrial, trimestrial, lunar) de producție (semifabricate, piese, subansambluri, produse), în bucăți ;

n — lotul optim de fabricație (semifabricate, piese, subansambluri, produse), diferențiat în funcție de forma de organizare a procesului de producție (succesivă, paralelă sau mixtă), în bucăți ;

T_c — durata ciclului de fabricație a unui lot (de semifabricate, piese, subansambluri, produse), în ore sau zile calendaristice ;

R — perioada de repetare a loturilor de fabricație (semifabricate, piese, subansambluri, produse), în ore sau zile calendaristice ;

P_n — volumul de producție neterminată medie ciclică (semifabricate, piese, subansambluri, produse), în bucăți și lei.

3.1. ***Stabilirea volumului de producție N și a sistemului de producție.*** Punctul de plecare al calculului parametrilor îl constituie stabilirea volumului de producție N, care în conformitate cu cerințele principiului proporționalității trebuie să respecte următoarea condiție :

$$K_u \, C_{p_{ij}} = N_{ij} \qquad (1)$$

unde : $C_{p_{ij}}$ — capacitatea de producție a fiecărei unități de producție i pe sortimente de produse j în perioada de timp considerată, în bucăți, tone etc. ;

K_u — coeficientul de utilizare planificat al capacității de producție ;

N_{i_j} — volumul de producție planificat pe fiecare unitate de producție i și sortimente de produse j în perioada de timp considerată, în bucăți, tone etc.

În funcție de nomenclatura, sortimentul și complexitatea structurală a producției deosebim :

N_j — volumul de produse din fiecare sortiment ;

N_λ — volumul de piese (semifabricate) pentru fiecare sortiment de produse j ($\lambda = 1, ..., u$) :

$$N_\lambda = \sum_{j=1}^{p} \left(q_\lambda N_j + N_{\mathrm{sch.}j.\lambda} + P_{\mathrm{sig}_{j\lambda}}\right)\left(1 + \frac{\Omega}{100}\right), \qquad (2)$$

unde : q_λ — număr de piese λ pe produs ;

$N_{\mathrm{sch.}j\lambda}$ — cantitatea de piese de schimb λ necesară în exploatare pentru fiecare sortiment de produse j, în buc. ;

$P_{\mathrm{sig}_{j\lambda}}$ — stocul de siguranță de completat din fiecare tip de reper λ și produs j în perioada de timp considerată ;

Ω — procentul admisibil de rebut tehnologic.

Încadrarea unui anumit proces tehnologic de prelucrare primară, prelucrare mecanică sau montaj supus unei acțiuni de organizare într-unul din sistemele de producție individual, serie (mică, mijlocie, mare) și masă se face după mărimea coeficientului sistemului de producție K_{i_λ}.

Coeficientul sistemului de producție $K_{i\lambda}$ se determină conform relației :

$$K_{i_\lambda} = \frac{r_\lambda}{t_{i_\lambda}} ; \qquad (3)$$

— pentru $K_{i_\lambda} \leqslant 1$ și $\frac{r_{l_{i_\lambda}}}{r_\lambda} \cong 1$, avem sistemul producției de masă;

— pentru $K_{i_\lambda} > 1$, sistemul producției de serie.

Sistemul producției de serie se clasifică la rîndul său, în funcție de anumite limite stabilite convențional, astfel :

$1 < K_{i_\lambda} \leqslant 10$, serie mare ;

$10 < K_{i_\lambda} \leqslant 20$, serie mijlocie ;

$K_{i_\lambda} > 20$, serie mică.

S-a notat : r_λ — ritmul mediu al fabricației, în min/buc. :

$$r_\lambda = \frac{F_n}{N_\lambda} . 60 ; \qquad (4)$$

$r_{l_{i_\lambda}}$ — ritmul de lucru la operația i a reperului λ :

$$r_{l_{i_\lambda}} = \frac{t_{i_\lambda}}{m_i} ; \qquad (5)$$

F_n — fondul nominal de timp al perioadei considerate (an, semestru, trimestru), în ore :

$$F_n = Z_l \, K_s . \, h ; \qquad (6)$$

Z_l — număr de zile lucrătoare în perioada de timp considerată ;

K_s — număr de schimburi lucrătoare pe zi ;

h — număr de ore lucrătoare pe schimb ;

t_{i_λ} — timpul efectiv consumat pentru efectuarea operației i pe unitatea de producție λ, în min/buc. ;

m_i — număr de locuri de muncă la care se efectuează operația i.

După frecvenţa cu care se încadrează diferitele operaţii tehnologice i ale unui reper λ în limitele prezentate se stabileşte sistemul predominant de producţie în care se încadrează procesul industrial dat.*

Diferenţierea sistemului producţiei de serie, în serie mică, serie mijlocie şi serie mare, este necesară pentru stabilirea formei de organizare a procesului de producţie succesivă, paralelă şi mixtă. Aceste subdiviziuni ale producţiei de serie arată dacă un proces industrial supus unei acţiuni de organizare se apropie, prin caracteristicile sale, în perioada de plan, de producţia individuală sau de masă.

În cazul producţiei de serie mică se recomandă organizarea succesivă, în cea de serie mijlocie organizarea mixtă, iar la serie mare organizarea paralelă.

3.2. *Determinarea lotului optim.* Lotul optim de fabricaţie reprezintă principalul parametru al programării operative în funcţie de care se stabilesc toţi ceilalţi parametri ai desfăşurării în timp şi spaţiu a procesului de producţie, cum sînt: durata ciclului de fabricaţie, perioada de repetare a loturilor şi producţia neterminată medie ciclică. La rîndul lor aceşti parametri, care sînt influenţaţi de diverşi factori ai procesului de producţie, condiţionează în mod considerabil mărimea lotului de fabricaţie.

Aceasta conferă lotului de fabricaţie, pe de o parte, caracterul de parametru sintetic, în care se concentrează influenţa unui mare număr de factori ai procesului de producţie, iar pe de altă parte, caracterul de coordonator, prin intermediul celorlalţi parametri ai principalelor proporţii ale desfăşurării în timp şi spaţiu a procesului de producţie.

Lucrul pe bază de loturi, în producţia de serie, reprezintă o necesitate obiectivă determinată de respectarea cerinţelor principiului paralelismului şi a eficienţei economice.

Aceste considerente permit a se face observaţia că optimizarea programării operative a producţiei este condiţionată, în primul rînd, de justeţea şi precizia calculelor privind determinarea lotului optim de fabricaţie.

Criteriul economic care stă la baza determinării lotului optim este minimul cheltuielilor de producţie pe unitatea de obiect al muncii.

Relaţia de calcul a lotului optim, stabilită în raport cu acest criteriu economic, se prezintă astfel**:

$$n = \sqrt{\frac{2ND}{(c_m + A)\,\gamma\,\varepsilon}}, \tag{7}$$

unde: A — cheltuielile independente pe unitatea de obiect al muncii, în lei/buc.:

$$A = c_m + \left(1 + \frac{R_f}{100}\right)\sum_{i=1}^{k}\frac{t_{ui}}{60}\cdot s_{mi} + \sum_{i=1}^{k}\frac{t_{ui}}{60}\,a_i\,m_i; \tag{8}$$

c_m — costul obiectului muncii pînă la intrarea în stadiul tehnologic respectiv de prelucrare, în lei/buc;

R_f — regia de fabricaţie a unităţii de producţie respectivă, în % (exclusiv cheltuielile cu amortizarea şi întreţinerea utilajului);

t_{ui} — timpul unitar pentru fiecare operaţie i, în min/buc.;

s_{mi} — salariul tarifar orar al muncitorilor conform categoriei de încadrare a lucrătorilor la fiecare operaţie i, lei/oră;

k — numărul de operaţii conform procesului tehnologic;

a_i — cota orară de întreţinere şi funcţionare a utilajului, lei/oră;

m_i — numărul de maşini-unelte care participă la prelucrarea pieselor la fiecare operaţie i;

D — reprezintă cheltuielile dependente în lei/lot:

$$D = \left(1 + \frac{R_g}{100}\right)\sum_{i=1}^{k}\frac{t_{pîi}}{60}\cdot m_i\cdot s_{ri} + \sum_{i=1}^{k}\frac{t_{pîi}}{60}\cdot mi\cdot ai; \tag{9}$$

R_g — regia generală a uzinei;

$t_{pîi}$ — timpul necesar pentru pregătirea-încheierea lucrărilor la fiecare operaţie i, în min/lot;

s_{ri} — salariul tarifar orar al muncitorilor reglori conform categoriei de încadrare a lucrărilor de pregătire-încheiere a fabricaţiei, lei/oră;

ε — coeficientul cu ajutorul căruia se determină pierderea, în lei, la un leu mijloace circulante imobilizate pe an;

γ — coeficient care arată numărul mediu de loturi ce se găsesc simultan în fabricaţie, diferenţiat în funcţie de forma de organizare succesivă, paralelă sau mixtă a procesului de producţie (γ_s, γ_p, γ_m):

$$\gamma_s = \frac{1}{r_\lambda}\sum_{i=1}^{k}\frac{t_{ui}}{m_i\cdot K_{ni}}; \tag{10}$$

γ_s — coeficientul care arată numărul mediu de loturi ce se găsesc simultan în fabricaţie în cazul organizării succesive a procesului de producţie;

K_{ni} — coeficientul mediu al îndeplinirii normelor de timp;

---

* Metoda indicilor de constanţă a fabricaţiei pentru încadrarea unui proces industrial într-un anumit sistem de producţie se poate studia din lucrarea [4].

** Metoda de calcul a lotului optim poate fi studiată în lucrarea [6].

$$\gamma_p = \frac{1}{r_\lambda}\left[\underset{1 \leqslant i \leqslant k}{\max}\left(\frac{t_{ui}}{m_i \cdot k_{ni}}\right)\right], \qquad (11)$$

γ_p — idem, în cazul organizării paralele;

$$\gamma_m = \frac{1}{r_\lambda}\left[\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{t_{ui}}{m_i \cdot k_{ni}} - \frac{t_{ui+1}}{m_{i+1} \cdot K_{n_{i+1}}}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{t_{uk}}{m_k \cdot K_{nk}}\right], \qquad (12)$$

cu condiţia ca diferenţa dintre duratele operaţiilor consecutive i şi $i+1$ să fie pozitivă, adică:

$$\left(\frac{t_{ui}}{m_i \cdot K_{ni}} - \frac{t_{u_{i+1}}}{m_{i+1} \cdot K_{n_{i+1}}}\right) > 0,$$

γ_m — idem, în cazul organizării mixte.

3.3. *Calculul duratei cicilului de fabricaţie.* Ciclul de fabricaţie reprezintă succesiunea de procese parţiale de fabricaţie efectuate asupra aceloraşi obiective ale muncii, în vederea obţinerii produselor finite.

Indicatorul de bază al ciclului de fabricaţie este durata sa, adică intervalul de timp calendaristic de cînd obiectele muncii intră la primul stadiu al procesului tehnologic şi pînă la obţinerea produselor finite.

Durata ciclului de fabricaţie a unui lot de produse se stabileşte prin însumarea duratei ciclurilor de fabricaţie parţiale.

Cînd toate condiţiile tehnice rămîn neschimbate, durata ciclului de fabricaţie se modifică pentru aceeaşi mărime a lotului de fabricaţie, în funcţie de forma de organizare succesivă, paralelă sau mixtă.

În cazul loturilor de piese (semifabricate), durata ciclului de fabricaţie în cazul celor trei forme de organizare rezultă din relaţiile:

$$T_{cs} = \frac{G}{60 \cdot K_s \cdot h}\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{t_{pîi}}{M_i\, K_{ni}}\, m_i + \frac{n t_{ui}}{m_i\, K_{ni}} + \right.$$

$$\left. + t_{ci} + t_{li} + t_{aşi}\right) + \frac{T_n}{24} \qquad (13)$$

$$T_{cp} = \frac{G}{60 \cdot K_s \cdot h}\left[\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{t_{pîi}}{M_i \cdot K_{ni}}\, m_i + \frac{t_{ui}}{m_i \cdot K_{ni}} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + t_{ci} + t_{ti}\right) + (n-1)\left(\frac{t_{ui}}{m_i \cdot K_{mi}}\right)_{\substack{\max \\ i}}\right] + \frac{T_n}{24} \qquad (14)$$

$$T_{cm} = \frac{G}{60 \cdot K_s \cdot h}\sum_{i=1}^{k}\left\{\frac{t_{pîi}}{M_i \cdot K_{ni}} \cdot m_i + \frac{n_t \,.\, t_{ui}}{m_i \cdot K_{ni}} + \right.$$

$$+ \left(n - n_t\right)\left[\left(\frac{t_{ui}}{m_i \cdot K_{ni}} - \frac{t_{ui+1}}{m_{i+1}\, K_{ni+1}}\right)\right] +$$

$$\left. + \frac{t_k}{m_k \cdot K_{nk}} + t_{ci} + t_{li} + t_{aşi}\right\} + \frac{T_n}{24}, \qquad (15)$$

unde: T_{cs}; T_{cp}; T_{cm} — durata ciclului de fabricaţie a unui lot de piese (semifabricate) aparţinînd reperului λ, în cazul organizării succesive, paralele şi mixte a procesului de producţie, în zile calendaristice;

t_{ci} — timpul de control al pieselor la fiecare operaţie i, în min/lot;

t_{li} — timpul de transport al pieselor de la locul de muncă i la următorul $i+1$, min/lot;

$t_{aş_i}$ — durata medie de aşteptare pentru eliberarea locului de muncă i ocupat cu prelucrarea pieslor altui lot aparţinînd aceluiaşi reper sau unuia diferit, min.;

M_i — numărul de muncitori care participă simultan la reglarea maşinilor-unelte;

G — coeficient de transformare a zilelor lucrătoare în zilele calendaristice (1, 19);

n_t — lotul de transport, buc.;

T_n — durata proceselor naturale, în ore.

Notînd în relaţiile (13), (14) şi (15) cu α_s, α_p, şi α_m coeficienţii lui n şi cu β_s, β_p şi β_m termenii liberi, rezultă pentru durata ciclului de fabricaţie următoarele formule de calcul:

$$T_{cs} = \alpha_s \cdot n + \beta_s;\ T_{cp} = \alpha_p \cdot n + \beta_p;\ T_{cm} =$$

$$= \alpha_m \cdot n + \beta_m. \qquad (16)$$

Pe baza datelor cu privire la durata ciclului de fabricaţie a elementelor componente ale unui produs şi a termenelor de livrare a produselor se poate stabili decalajul (avansul) parţial şi total al lansării diferitelor loturi de fabricaţie pentru fiecare stadiu tehnologic.

În cazul organizării paralele, cînd, datorită condiţiilor concrete de producţie, nu se poate respecta principiul proporţionalităţii, vor rezulta o serie de micropauze nerecuperabile pentru maşinile-unelte şi muncitori a căror mărime se calculează cu relaţia:

$$\tau_T = \frac{N}{n}(n-1)\left[K\left(\frac{t_{ui}}{m_i \cdot K_{mi}}\right)_{\substack{max. \\ (1 \leqslant i \leqslant k)}} - \sum_{i=1}^{k}\frac{t_i}{m_i\, K_{mi}}\right] \qquad (17)$$

3.4. *Calculul perioadei de repetare a loturilor de fabricaţie.* Repetarea riguroasă a lansării loturilor de fabricaţie la intervale de timp determinate asigură o desfăşurare relativ uniformă a procesului de producție și o livrare ritmică a produselor finite.

În producția de serie, perioada de repetare reprezintă principalul parametru al ritmicității fabricației, a cărei mărime se determină conform relației:

$$R_\lambda = n r_\lambda \frac{G}{60\cdot K_s\cdot h} \text{ (zile calendaristice).} \qquad (18)$$

În funcție de forma de organizare succesivă, paralelă sau mixtă, se modifică lotul de fabricație (6) și deci și perioada de repetare (R).

3.5. *Calculul producției neterminate medii ciclice.* Volumul producției neterminate medii ciclice pentru fiecare reper λ depinde de mărimea parametrilor: lot, durata ciclului și perioada de repetare, conform relației:

$$P_{nc_{med_\lambda}} = n\cdot\frac{T_c}{R}\text{, buc.} \qquad (19)$$

Pentru a putea aprecia volumul total de mijloace circulante imobilizate în producția neterminată medie este necesar ca acesta să fie exprimat și în unități valorice:

$$P_{n_{c\,med}} = n\cdot\frac{T_c}{R}\cdot p_c\,\varphi\text{, lei,} \qquad (20)$$

unde: p_c — cheltuielile de producție pe unitatea de producție la sfîrșitul — duratei ciclului de fabricație, în lei/buc.;

φ — coeficientul de corecție care ține seamă de modul în care se angajează cheltuielile de producție în decursul ciclului de fabricație.

Cheltuielile totale de producție pe unitatea de obiect al muncii, în raport cu numărul unităților de obiecte ale muncii din lot, se determină cu relația:

$$p_c = A + \frac{D}{n}\left(1+\frac{\varepsilon\Psi}{2N}\right) + n\,\frac{c_m + A)\,\varepsilon\gamma}{2N} + \frac{(c_m+A)\,\varepsilon\Psi}{2N} + \frac{D\varepsilon\Psi}{2N}, \qquad (21)$$

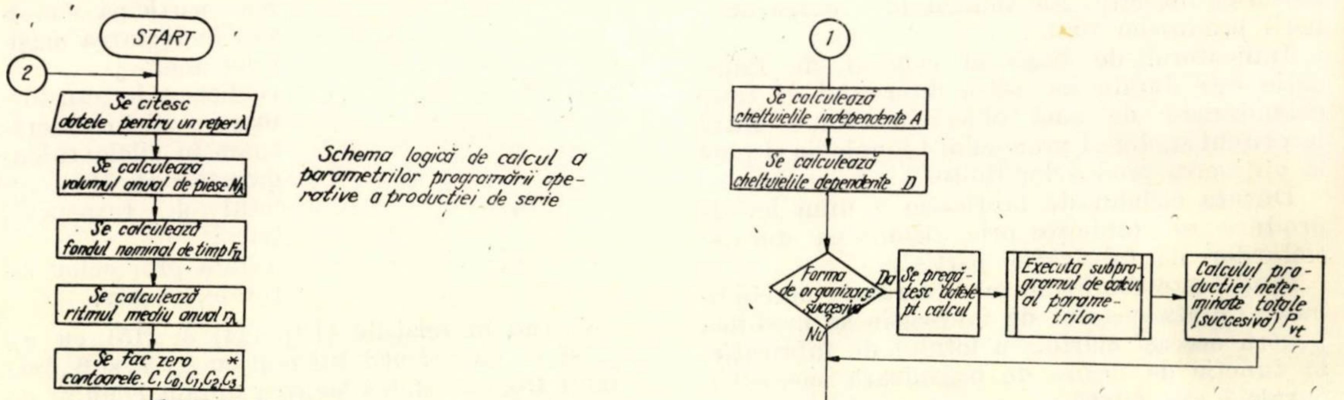

START
2
Se citesc datele pentru un reper λ
Se calculează volumul anual de piese N_λ
Se calculează fondul nominal de timp F_n
Se calculează ritmul mediu anual r_λ
Se fac zero contoarele C, C_0, C_1, C_2, C_3 *
Se citesc datele referitoare la o operație i
C:=C+1
Se calculează consumul de timp pe operație $t_{i\lambda}$
Se calculează constanta de producție $K_{i\lambda}$
$K_{i\lambda} \leq 1$
D
N
$C_0 := C_0 + 1$
$1 < K_{i\lambda} \leq 10$
$C_1 := C_1 + 1$
$10 < K_{i\lambda} \leq 20$
$C_2 := C_2 + 1$
$C_3 := C_3 + 1$
Se imprimă denumirea operației $t_{i\lambda}$, $K_{i\lambda}$ și a sist. de producție
Ultima operație?
Nu
Da
Se imprimă Nr. de operații K; Nr. de operații pe fel de sist. de producție și cît în % din valoarea lui K
1
Schema logică de calcul a parametrilor programării operative a producției de serie
* În contoarele C, C_0, C_1, C_2, C_3 se înregistrează în ordine: nr. de operații (i=1..., K), nr. de operații care se încadrează în sistemul de producție masă, serie mare, serie mijlocie, serie mică.
1
Se calculează cheltuielile independente A
Se calculează cheltuielile dependente D
Forma de organizare succesivă?
Da
Nu
Se pregătesc datele pt. calcul
Execută subprogramul de calcul al parametrilor
Calculul producției neterminate totale (succesivă) P_{vt}
Forma de organizare paralelă?
Se pregătesc datele pt. calcul
Execută subprogramul de calcul al parametrilor
Calculul producției neterminate totale (paralelă) P_{vt}
Forma de organizare mixtă?
Se pregătesc datele pt. calcul
Execută subprogramul de calcul al parametrilor
Calculul producției neterminate totale (mixtă) P_{vt}
Ultimul reper?
Nu
2
Da
Se imprimă valoarea producției neterminate pe forme de organizare (succesivă, paralelă, mixtă)
STOP
C.M. 1043

Fig. 1

unde :

$$\Psi = \frac{\beta}{r_\lambda};$$

β — coeficient rezultat în urma însumării termenilor liberi din formulele duratei ciclului de fabricaţie (vezi r. (16)).

În funcţie de forma de organizare succesivă, paralelă sau mixtă rezultă : β_s, β_p, β_m şi Ψ_s, Ψ_p, Ψ_m.

Coeficientul φ se determină, în cazul unei variaţii uniforme în decursul ciclului de fabricaţie a cheltuielilor de producţie, conform relaţiei :

$$\varphi = \frac{1}{2} \, \frac{n\,(c_m + A) + D}{A\,n + D}. \tag{22}$$

Fundamentarea ştiinţifică a deciziei în vederea adoptării unei subpolitici optime de programare operativă implică în primul rînd stabilirea formei de organizare succesivă, paralelă sau mixtă. Fiecărei forme de organizare îi corespunde o anumită mărime a parametrilor procesului de producţie (lot, durata ciclului şi perioada de repetare), precum şi un anumit volum de mijloace circulante imobilizate în producţia neterminată şi cheltuieli de producţie pe unitate de produs.

Numai comparînd rezultatele de ansamblu cu privire la aceşti parametri se poate opta pentru o formă de organizare sau alta, pentru un anumit nivel sau altul al parametrilor programării operative.

4. *Schema logică de calcul a parametrilor programării operative cu ajutorul calculatorului electronic*

Pe baza algoritmului elaborat s-a întocmit schema logică de calcul a principalilor parametri ai programării operative (fig. 1 şi fig. 2).

Schema logică elaborată, fiind axată pe specificul secţiilor prelucrătoare din industriile cu flux discontinuu, poate fi adaptată şi inclusă în subsistemul de programare şi urmărire operativă a producţiei din cadrul sistemului integrat de informatică şi conducere a producţiei al întreprinderii constructoare de maşini.

Deşi algoritmul de calcul permite stabilirea separată a diferiţilor parametri, în schema logică s-a ţinut seamă de necesitatea obţinerii simultane, pentru fiecare reper λ, a principalilor parametri ai programării operative în diferite variante de organizare (succesivă, paralelă şi mixtă), care să permită compararea diferitelor soluţii necesare fundamentării cît mai complete a deciziei ce urmează a se adopta.

Astfel, pentru fiecare reper λ se determină coeficienţii sistemului de producţie $K_{i\lambda}$ pe baza cărora se stabileşte sistemul de producţie predominant în care acesta se încadrează, principalii parametri (lotul de fabricaţie, durata ciclului de fabricaţie, perioada de repetare a loturilor), producţia neterminată în expresie naturală şi valorică, precum şi cheltuielile unitare de producţie pe reper diferenţiate pe forme de organizare (succesivă, paralelă şi mixtă).

În schema logică este prevăzut de asemenea ca, după determinarea parametrilor pentru toate reperele ($\lambda = 1, \ldots, u$), să se calculeze şi valoarea totală a producţiei neterminate medii ciclice pe forme de organizare (succesivă, paralelă şi mixtă).

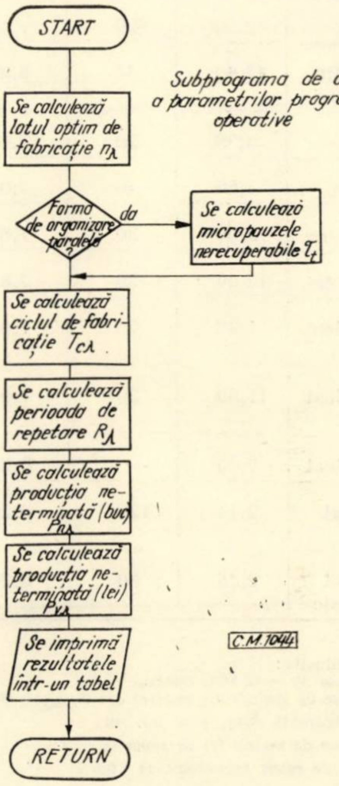

START
Subprograma de calcul a parametrilor programării operative
Se calculează lotul optim de fabricaţie n_λ
Forma de organizare paralelă?
da
Se calculează micropauzele nerecuperabile τ_t
Se calculează ciclul de fabricaţie $T_{c\lambda}$
Se calculează perioada de repetare R_λ
Se calculează producţia neterminată (buc) $P_{n\lambda}$
Se calculează producţia neterminată (lei) $P_{v\lambda}$
Se imprimă rezultatele într-un tabel
RETURN
C.M.1044

Fig. 2

5. *Testarea algoritmului de calcul şi a programului elaborat*

Algoritmul a fost programat la calculatorul electronic IBM 360/40 în limbaj de programare FORTRAN IV, datele de intrare fiind perforate pe cartele.

În elaborarea algoritmului şi punerea lui pe calculator s-au avut în vedere următoarele : să se realizeze o precizie mare a rezultatelor, iar introducerea datelor iniţiale, rezolvarea şi obţinerea rezultatelor de imprimat să se facă într-un timp scurt.

Pentru testarea programului s-a considerat reperul ax cu came, cu datele privind volumul anual de piese şi procesul tehnologic centralizat în tabela 1. Rezultatele calculului sînt prezentate în tabela 2. Durata efectuării calculelor : 1,21 min.

1. **Date privind regimul tehnologic şi parcul de utilaje:**

Tabela 1

	Denumirea operaţiei	t_{ui} min/buc.	tp_i min	s_{m_i} lei/oră	s_{r_i} lei/oră	m_i	a_i lei/oră	k_i	M_i	t_{ci} min	tt_i min	tas_i min
1	debitare capete	5,75	20	6,20	6,20	1	5	1,15	1	—	—	—
2	centruire	4,40	30	7,00	7,00	1	5	1,1	1	5	10	—
3	strunjire capete	18,00	20	7,85	7,85	2	5	1,2	1	20	10	—
4	strunjire excentric	22,00	30	7,85	7,85	3	5	1,1	1	—	20	—
5	teşire	2,30	120	7,00	7,00	1	5	1,15	1	—	10	—
6	strunjit excentric	17,60	40	6,20	6,20	2	5	1,1	1	40	18	—
7	teşire	3,36	20	7,85	7,85	1	5	1,12	1	—	20	—
8	finisat	4,80	40	7,00	7,00	1	5	1,2	1	—	10	
9	degajare	2,60	30	7,85	7,85	1	5	1,3	1	30	20	—
10	rectificat	12,60	30	7,85	7,85	2	5	1,05	1	20	20	
11	rectificat fus	3,20	50	7,00	7,00	1	5	1,1	1	—	12	—
12	rectificat camă	11,50	20	7,00	7,00	2	5	1,15	1	10	20	—
13	rectificat	7,00	—	6,20	6,20	1	5	1,0	1	—	30	—
14	centrat fus	2,44	120	6,20	6,20	1	5	1,22	1	40	20	—
15	centrat excentric	2,45	30	6,20	6,20	1	5	1,225	1	30	20	—

2. **Date privind producţia:**
- volumul de piese N_j = 13 500. buc/an;
- volumul de piese de schimb din reperul dat $N_{sch\lambda}$ = 3000 buc./an;
- producţia de siguranţă P_{sig_λ} = 0. buc./an;
- numărul de piese de acelaşi fel pe reper $q_\lambda = 2$;
- procent mediu de rebut tehnologic $\Omega = 0{,}5\%$.

3. **Regim de lucru:**
- număr schimburi $K_s = 2$;
- număr ore pe schimb $h = 8$.

4. **Alte date:**
- costul semifabricatului c_m = 64 lei/buc.;
- regia de fabricaţie a secţiei R_f = 260%;
- regia generală a uzinei R_g = 15%;
- lot de transport n_t = 25 buc.;
- durata proceselor naturale T_n = 24 ore.

Tabela 2

```
VOLUMUL  ANUAL  DE  PRODUSE (BUC.)      30170
RITM  MEDIU  ANUAL  (MIN/BUC.)           9.77
  NR.    tij (MIN/  Kiλ
  OP.     /BUC.)         SISTEM DE PRODUCŢIE
   1       5.95   1.64       SERIE  MARE
   2       4.70   2.08       SERIE  MARE
   3      18.20   0.54       MASĂ
   4      22.30   0.44       MASĂ
   5       3.50   2.79       SERIE  MARE
   6      18.00   0.54       MASĂ
   7       3.56   2.74       SERIE  MARE
   8       5.20   1.88       SERIE  MARE
   9       2.90   3.57       SERIE  MARE
  10      12.90   0.76       MASĂ
  11       3.70   2.64       SERIE  MARE
  12      11.70   0.83       MASĂ
  13       7.00   1.40       SERIE  MARE
  14       3.64   2.68       SERIE  MARE
  15       2.75   3.55       SERIE  MARE
NUMĂR TOTAL DE OPERAŢII (K)                  15 100.00%
     FABRICAŢIE DE  MASĂ                      5  33.33%
     FABRICAŢIE DE  SERIE MARE               10  66.67%
     FABRICAŢIE DE SERIE MIJLOCIE             0   0.0%
     FABRICAŢIE DE  SERIE  MICĂ               0   0.0%
                 PARAMETRI
FORMA DE ORGANIZARE SUCCESIVĂ
     LOTUL DE FABRICAŢIE (BUC.)                   202
     MICROPAUZE NERECUPERABILE                    0.0
     CICLUL DE  FABRICAŢIE (zile
       calendaristice)                         19.012
     PERIOADA DE REPETARE                       2.425
     PRODUCŢIA  NETERMINATĂ (BUC.)              1.583
     PRODUCŢIA  NETERMINATĂ (LEI)           143985.63
     PREŢ DE COST (LEI)                        117.42
```

FORMA DE ORGANIZARE PARALELĂ

LOTUL DE FABRICAŢIE (BUC.)	586
MICROPAUZE NERECUPERABILE (ore lucrăt.)	26570.715
CICLUL DE FABRICAŢIE (zile calendaristice)	8.256
PERIOADA DE REPETARE ZILE	7.036
PRODUCŢIA NETERMINATĂ (BUC.)	687
PRODUCŢIA NETERMINATĂ (LEI)	62015.53
PREŢ DE COST (LEI)	116.34

FORMA DE ORGANIZARE MIXTĂ

LOTUL DE FABRICAŢIE (BUC.)	341
MICROPAUZE NERECUPERABILE	0.0
CICLUL DE FABRICAŢIE (zile calendaristice)	13.584
PERIOADA DE REPETARE ZILE	4.094
PRODUCŢIA NETERMINATĂ (BUC.)	1.131
PRODUCŢIA NETERMINATĂ (LEI)	102444.19
PREŢ DE COST (LEI)	116.81

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lange, O.* Introducere în cibernetica economică. Bucureşti, Ed. ştiinţifică, 1967.

[2] *Elmaghraby, S. F.* The design of production systems. New York, McGraw Hill, 1966.

[3] *Starr, M. K.* Conducerea producţiei. Sisteme şi sinteze. Bucureşti, Ed. tehnică, 1970.

[4] *Birlea, St., Homoş, T. Costoiu, St.* Consideraţii asupra modelării cibernetice a proceselor de producţie în construcţia de maşini. In: Bul. Inst. pol. Buc., nr. 3, 1969.

[5] *Stăncioiu, I.* Programarea operativă a producţiei de maşini. Bucureşti, Ed. ştiinţifică, 1965.

[6] *Homoş, T.* Consideraţii privind determinarea lotului optim în construcţia de maşini. In: Construcţia de Maşini, nr. 3, 1970.

[7] *Letenko, B. A.* Operativnoie planirovanie proizvodstvo izdatelstvo. Moscova, Maşinostroienie, 1966.

Dr. ing. Mircea IVAN

Ing. Gligor RUSAN

Studiul principalilor parametri ai prelucrării electrolitice

Ivan Mircea a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov, în 1961. Este doctor inginer (Institutul politehnic — Braşov) din 1970. Este şef de lucrări la Institutul politehnic — Braşov.

Rusan Gligor a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov, în 1959. Este şef de lucrări la Institutul politehnic — Braşov.

Utilizarea tot mai frecventă a materialelor cu proprietăţi speciale, cu scopul de a asigura principalelor piese ale maşinilor posibilitatea de a lucra la viteze, încărcări şi temperaturi înalte, a condus la utilizarea de oţeluri refractare, magnetice, inoxidabile, aliaje dure etc., a căror prelucrare prin procedeele clasice de aşchiere este foarte dificilă sau imposibilă.

De asemenea obţinerea de piese cît mai precise ca formă şi dimensiuni a determinat utilizarea pe scară largă a matriţelor din oţeluri dure şi configuraţii deosebit de complexe, care sînt dificil de prelucrat.

Procedeul care rezolvă problemele legate de prelucrarea pieselor de forme complexe, în general, şi în special din materiale greu aşchiabile este procedeul electrolitic.

Pentru introducerea în practică a acestui procedeu nou trebuie cunoscute fenomenele intime care îl însoţesc, precum şi măsurile care să ducă la realizarea prelucrării în cele mai bune condiţii.

Principalii parametri care caracterizează prelucrarea electrolitică sînt viteza de prelucrare, interstiţiul de lucru şi densitatea de curent. Între aceşti parametri există relaţii de dependenţă care vor fi studiate în lucrarea de faţă. De asemenea se va studia şi variaţia în timp a interstiţiului de lucru în cazul prelucrării cu electrozi ficşi.

Ca materiale pentru experimentare au fost folosite oţelurile OLC 45, 13 CN 45, OSC 7 şi OSC 8, atît tratate cît şi netratate termic. În timpul prelucrării s-a observat că tratamentul nu influenţează asupra vitezei de prelucrare.

1. *Determinarea dependenţei dintre mărirea vitezei de prelucrare şi mărimea interstiţiului*

Din studiul prelucrării electrolitice, prezentat în lucrarea [1], a rezultat că viteza de prelucrare δ', deci şi productivitatea, depinde de volumul specific de metal dizolvat V_{sp}, conductibilitatea specifică $\varkappa$ a soluţiei de electrolit, tensiunea U ce se aplică celulei electrochimice, randamentul de curent η_i şi de mărimea interstiţiului de lucru dintre electrozi δ, conform relaţiei:

$$\delta' = \frac{V_{sp} \cdot \varkappa \cdot U \cdot \eta_i}{\delta}. \tag{1}$$

Pentru prelucrarea unui anumit material, volumul specific, conductibilitatea specifică a soluţiei de electrolit, tensiunea şi randamentul de curent se păstrează constante, viteza de prelucrare fiind determinată numai de mărimea interstiţiului de lucru :

$$\delta' = \frac{C}{\delta}. \qquad (2)$$

Verificarea experimentală a relaţiei (2) s-a făcut pentru prelucrarea electrolitică a oţelului OLC 45, folosindu-se soluţii de electroliţi pe bază de NaCl, de diferite concentraţii, şi o tensiune constantă de alimentare a electrodului sculă şi piesă.

Au fost făcute determinări pentru concentraţii diferite ale soluţiei de NaCl (10%, 15%, 20%), urmărindu-se influenţa concentraţiei soluţiei asupra vitezei de prelucrare. În figura 1 s-au trasat diagramele de variaţie a vitezei de prelucrare în funcţie de mărimea interstiţiului.

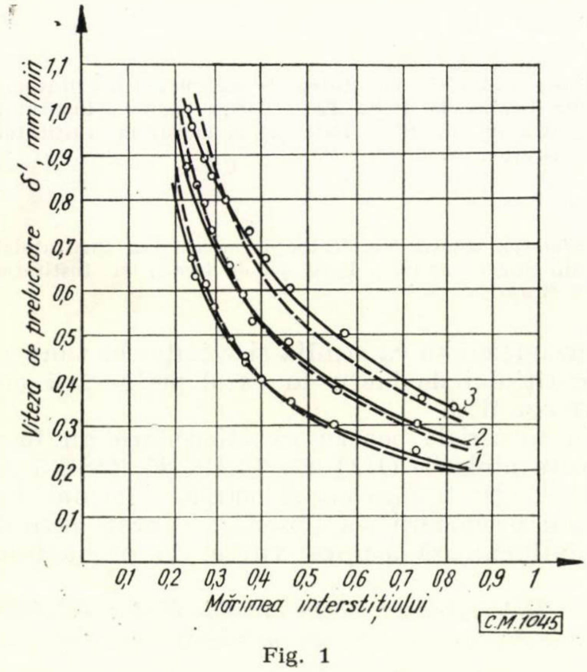


Fig. 1

Astfel curbele 1, 2 şi 3 reprezintă vitezele de prelucrare în funcţie de mărimea interstiţiului de lucru δ, pentru cazul cînd electroliţii sînt soluţii de NaCl avînd concentraţia de 10%, 15%, şi respectiv 20%.

Pentru toate determinările, tensiunea aplicată cuplului de electrozi (sculă şi piesă) a fost constantă şi egală cu 8 V.

De asemenea s-a păstrat constant debitul de electrolit ce a trecut prin zona de lucru $Q_E = 14$ l/min, indiferent de mărimea interstiţiului δ.

S-a căutat ca în timpul determinărilor să păstreze cît mai constantă şi temperatura electrolitului, prin folosirea unui rezervor de electrolit cu capacitatea de 300 l, avînd o suprafaţă mare de contact cu mediul din laborator şi prin aceasta posibilitatea de răcire rapidă.

Pentru fiecare concentraţie a soluţiei electrolitului s-a calculat mărimea constantei C ca medie a celor zece determinări făcute, obţinîndu-se următoarele valori :

- $C' = 0{,}163$ mm²/min, pentru concentraţia soluţiei de 10%;
- $C'' = 0{,}211$ mm²/min, pentru concentraţia soluţiei de 15%.
- $C''' = 0{,}257$ mm²/min, pentru concentraţia soluţiei de 20%.

Pe baza acestor valori ale constantelor s-au trasat curbele teoretice, reprezentate în figura 1 cu linie întreruptă.

Comparativ cu aceste curbe teoretice, cele experimentale sînt apropiate, observîndu-se totuşi o tendinţă de micşorare a vitezelor de prelucrare reale faţă de cele teoretice, la valori mici ale interstiţiului de lucru, aceasta datorită măririi cantităţilor de gaze rezultate din prelucrare şi micşorării conductivităţii soluţiei de electrolit.

Se constată că, la interstiţii mari de lucru, viteza de prelucrare, şi deci productivitatea, este mică, iar la interstiţii mici de lucru viteza de prelucrare, şi respectiv productivitatea, este mare.

De asemenea la aceeaşi mărime a interstiţiului δ viteza de prelucrare este dependentă de concentraţia soluţiei de electrolit şi anume creşte o dată cu creşterea concentraţiei.

Dependenţa dintre concentraţia soluţiei de electrolit şi viteza de prelucrare, pentru diferite valori ale interstiţiului de lucru, se prezintă în figura 2.

Această dependenţă este liniară pentru interstiţii mari de lucru şi neliniară pentru interstiţii mici.

Se observă că, la interstiţii mici de lucru, influenţa creşterii concentraţiei soluţiei de NaCl asupra creşterii vitezei de prelucrare este mai mare la concentraţii de pînă la 15% şi mai redusă la concentraţii mai mari, păstrîndu-se totuşi o influenţă însemnată şi la concentraţii de 20%.

Pentru a se obţine viteze de prelucrare mari trebuie să se micşoreze foarte mult interstiţiul de lucru, dar o dată cu această micşorare creşte pericolul de scurtcircuitare şi deci de distrugere a suprafeţei prelucrate.

Din figura 1 rezultă concluzia că, la interstiţii la care pericolul de scurtcircuitare este redus, se pot obţine viteze de prelucrare mari prin mărirea concentraţiei soluţiei de electrolit. Astfel pentru un interstiţiu minim de 0,25 mm, la care pericolul de scurtcircuitare este încă redus, prin creşterea concentraţiei soluţiei de electrolit de la 10% la 20%, viteza de prelucrare, şi deci şi productivitatea, a crescut de la 0,63 mm/min la 0,94 mm/min, adică cu aproximativ 50%.

Prin creşterea concentraţiei soluţiei de electrolit costul prelucrării nu se modifică prea mult din cauza preţului redus al sării (NaCl).

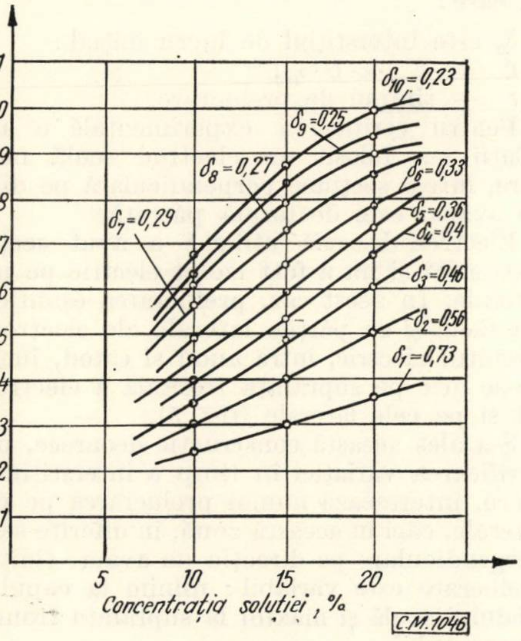


Fig. 2

2. *Determinarea volumului specific*

O problemă importantă a prelucrării electrolitice o constituie determinarea volumului specific V_{sp}.

Datorită numărului mare de reacţii care se desfăşoară paralel, calculul volumului specific este foarte complex, din care cauză aceasta se determină experimental.

Cunoscînd valoarea constantei C, conductivitatea soluţiei de electrolit $\varkappa$, tensiunea de alimentare U şi randamentul η_i, se poate determina valoarea volumului specific V_{sp}.

Conductibilitatea $\varkappa$ a soluţiei de electrolit depinde de natura soluţiei, de temperatura şi concentraţia ei. Astfel pentru temperaturile de 24–25 °C şi concentraţiile de 10%, 15% şi 20%, conductivitatea soluţiilor de NaCl are valorile de 0,14, 0,18 şi, respectiv, 0,24 S/cm.

Pentru un randament mediu $\eta_i = 0{,}8$ [2] şi o tensiune de alimentare $U = 8$ V se poate calcula volumul specific V_{sp} la prelucrarea electrolitică a oţelului OLC 45. Astfel la o soluţie cu concentraţia de 10%, $\varkappa$ fiind 0,14 S/cm, se obţine pentru V_{sp} valoarea de 1,38 mm³/A min ; la o concentraţie de 15% ($\varkappa = 0{,}18$ S/cm) se obţine $V_{sp} = 1{,}84$ mm³/A. min, iar la o concentraţie de 20% ($\varkappa = 0{,}24$), $V_{sp} = 1{,}7$ mm³/A. min.

Valoarea medie a volumului specific, obţinută ca urmare a determinărilor făcute, pentru prelucrarea electrolitică a oţelului OLC 45 este de 1,79 mm³/A. min.

3. *Determinarea dependenţei dintre viteza de prelucrare şi densitatea de curent*

Relaţia analitică, care exprimă dependenţa dintre viteza de prelucrare δ' şi densitatea de curent i, dedusă în lucrarea [1], este :

$$\delta' = C_1 \cdot i, \tag{3}$$

în care $C_1 = V_{sp} \cdot \eta i$.

Pentru verificarea acestei relaţii s-a măsurat intensitatea curentului din zona de lucru, cu ajutorul unui ampermetru montat în circuitul electric prin intermediul unui şunt, şi, cunoscîndu-se suprafaţa frontală a electrodului sculă, s-a determinat densitatea de curent. Pentru ca rezultatele să nu fie influenţate de prelucrarea pe suprafeţele laterale şi în zona orificiului de alimentare, electrodul sculă a fost izolat, iar prelucrarea epruvetei s-a făcut pe o adîncime de cel mult 5 mm. Pe baza determinărilor făcute s-au calculat constantele $C_1' = 1{,}49$ mm³/A. min, pentru prelucrarea cu soluţia de electrolit avînd concentraţia de 10%, $C_1'' = 1{,}5$ mm³/A. min, pentru prelucrarea cu soluţia de electrolit avînd concentraţia 15% şi $C_1''' = 1{,}51$mmA. min, pentru prelucrarea cu soluţia de electrolit avînd concentraţia de 20%. Valoarea medie a celor trei constante rezultate în urma determinărilor, pentru prelucrarea electrolitică a oţelului OLC 45, este de 1,5 mm³/A. min. Pentru a se obţine valoarea constantei în mm³/A. min, în cazul cînd densitatea de curent se dă în A/cm, se foloseşte un coeficient de transformare de 10^{-2}.

Pe baza rezultatelor experimentale s-a trasat, în figura 3, dependenţa dintre densitatea de curent şi viteza de prelucrare, observîndu-se că această dependenţă este liniară.

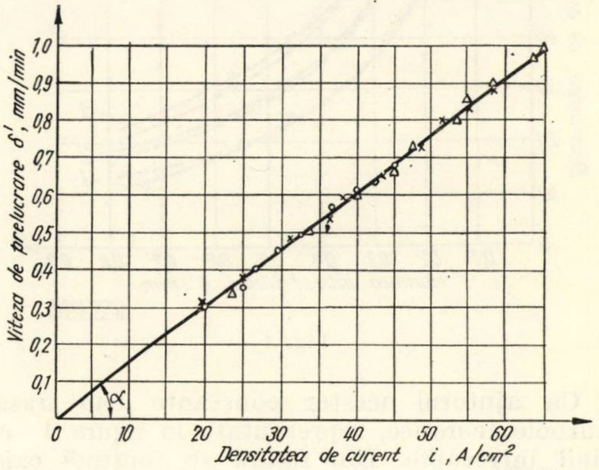


Fig. 3

În figura 3, cu cerc s-au marcat punctele obţinute în urma determinărilor în cazul folosirii soluţiei cu concentraţia 10%, cu x s-au marcat punctele obţinute în cazul folosirii soluţiei cu concentraţia 15%, iar cu triunghi punctele obţinute în cazul folosirii soluţiei cu concentraţia 20%.

Cunoscînd valoarea constantei C_1, s-a determinat şi în acest caz volumul specific, obţinîndu-se $V_{sp} = 1{,}87$ mm³/A. min. Această valoare este apropiată de valoarea medie determinată anterior şi foarte aproape de cea obţinută în cazul folosirii soluţiei de NaCl cu concentraţia de 15%.

4. *Determinarea dependenţei dintre mărimea interstiţiului şi densitatea de curent*

Relaţia de dependenţă dintre mărimea interstiţiului δ şi densitatea de curent i, din zona de lucru, dedusă în lucrarea [1], este

$$i = \frac{C_2}{\delta}. \tag{3}$$

Pe baza încercărilor efectuate în figura 4 se prezintă rezultatele obţinute în cazul prelucrării oţelului OLC 45 cu soluţiile de NaCl avînd concentraţiile de 10% (curba *1*), 15% (curba *2*) şi 20% (curba *3*).

Pentru fiecare concentraţie a soluţiei s-a calculat mărimea constantei C_2, obţinîndu-se următoarele valori: $C_2' = 10{,}76$ mm². A/cm mm² $C_2'' = 14{,}06$ mm A./cm², $C_3''' = 16{,}99$ A/cm².

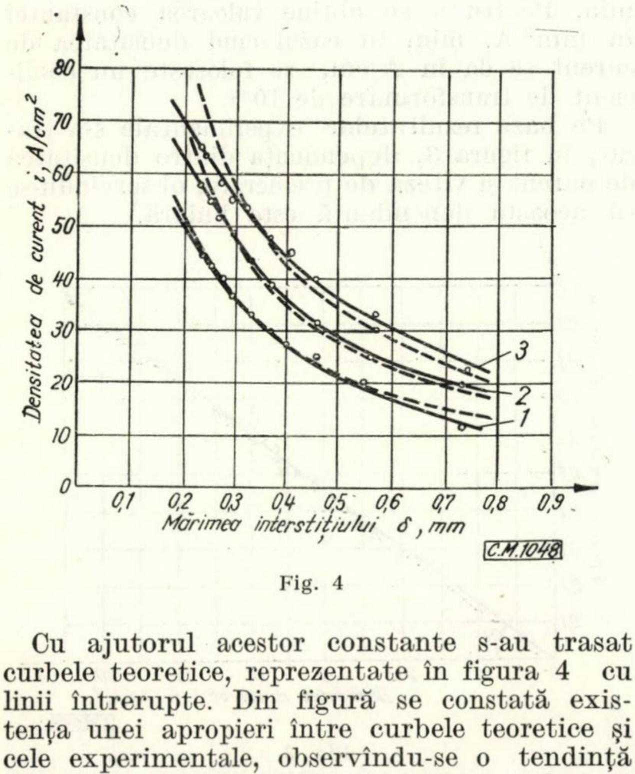


Fig. 4

Cu ajutorul acestor constante s-au trasat curbele teoretice, reprezentate în figura 4 cu linii întrerupte. Din figură se constată existenţa unei apropieri între curbele teoretice şi cele experimentale, observîndu-se o tendinţă de micşorare a densităţilor de curent reale faţă de cele teoretice, la prelucrarea cu interstiţii mici de lucru, micşorare determinată de modificarea conductibilităţii specifice a soluţiei.

5. *Determinarea variaţiei în timp a interstiţiului de lucru*

Variaţia în timp a interstiţiului de lucru, în cazul cînd electrozii sînt ficşi, are loc după o lege parabolică, conform relaţiei [1], [3]:

$$\delta = \sqrt{\delta_0^2 + 2\,Ct}, \tag{4}$$

în care:

δ_0 este interstiţiul de lucru iniţial:
$C = V_{sp} \cdot \varkappa \cdot U \cdot \eta_i$;
t — timpul de prelucrare.

Pentru verificarea experimentală a acestei relaţii s-a folosit un electrod sculă neizolat care, într-o secţiune perpendiculară pe direcţia de avans, este de formă pătrată.

Electrodul sculă utilizat a avut secţiunea constantă şi nu a fost izolat electric pe părţile laterale. În acest caz, prelucrarea eşantionului s-a făcut şi cu părţile laterale ale electrodului, circuitul electric, între anod şi catod, închizîndu-se atît pe suprafaţa frontală a electrodului cît şi pe cele laterale (fig. 5).

S-a ales această construcţie deoarece, pentru verificarea variaţiei în timp a interstiţiului de lucru, interesează numai prelucrarea pe părţile laterale, căci în această zonă, în diferite secţiuni perpendiculare pe direcţia de avans, timpul de prelucrare este variabil: minim la capul electrodului sculă şi maxim la suprafaţa frontală a eşantionului.

Cu acest tip de electrod s-au executat prelucrări cu viteze de avans constante, pe cîteva eşantioane.

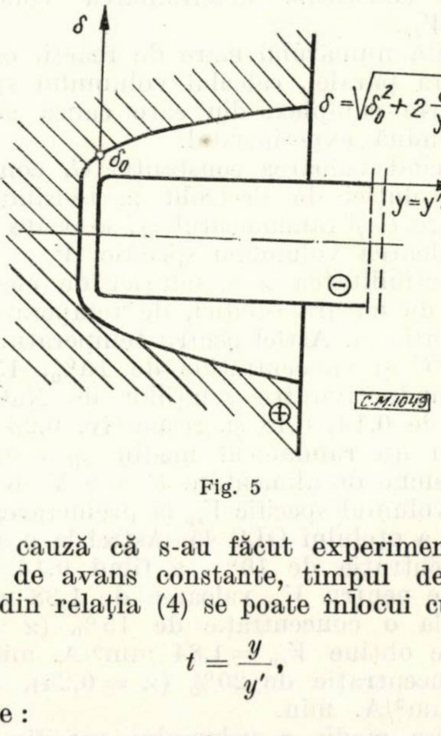


Fig. 5

Din cauză că s-au făcut experimentări cu viteze de avans constante, timpul de prelucrare din relaţia (4) se poate înlocui cu:

$$t = \frac{y}{y'}, \tag{5}$$

în care:

y este adîncimea de prelucrare;
y' — viteza de avans a electrodului sculă,

obținîndu-se astfel mărimea interstițiului de lucru în funcție de adîncimea de prelucrare:

$$\delta = \sqrt{\delta_0^2 + 2\frac{C}{y'}y}. \qquad (6)$$

După executarea prelucrării, eșantionul a fost despicat în două, în lungul unei axe de simetrie, și cu ajutorul unui microscop de atelier s-au măsurat valorile interstițiului de lucru pentru diferite valori ale lui y. După măsurare s-a trasat curba experimentală de variație a lui δ și s-a comparat cu curba teoretică.

Experimental au fost prelucrate epruvete din OLC 45, folosindu-se electrozi de formă dreptunghiulară neizolați și electroliți pe bază de NaCl cu concentrația de 10%, 15%, 20%. Viteza de avans a electrodului sculă a fost constantă și egală cu 0,55 mm/min, iar adîncimea de prelucrare, de 14 mm.

Rezultatele determinărilor au fost trecute în diagramele din figura 6.

Astfel, curba 1 reprezintă variația interstițiului de lucru în funcție de adîncimea de pătrundere, obținută la prelucrarea oțelului OLC 45 cu o soluție de NaCl avînd concentrația de 10%, curba 2 reprezintă variația interstițiului la prelucrarea oțelului OLC 45, folosindu-se o soluție de NaCl cu concentrația de 15%, iar curba 3, variația interstițiului la prelucrarea aceluiași oțel, folosindu-se o soluție cu concentrația de 20%.

Pe baza constantelor C', C'', C''', determinate anterior, s-au trasat în figura 6, cu linii întrerupte, curbele teoretice de variație a interstițiului de lucru.

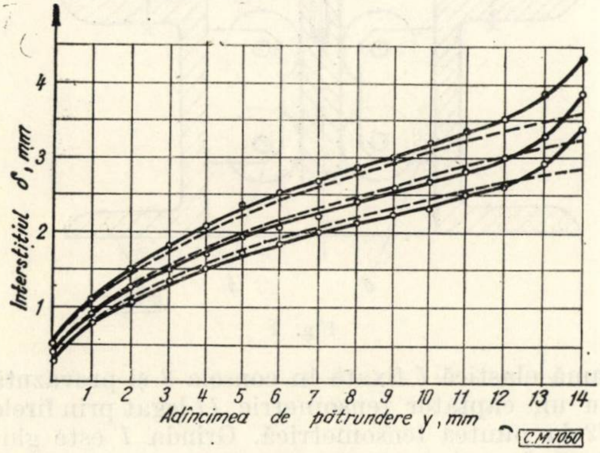


Fig. 6

Se constată o apropiere între curbele teoretice și cele experimentale, cu excepția zonei de capăt, unde apar diferențe foarte mari. Deformația profilului experimental, la suprafața frontală a piesei, se datorește faptului că, în această zonă (fig. 7), au loc prelucrări suplimentare din cauza concentrării liniilor de curent dintre electrodul sculă și piesă; la prelucrarea în această zonă participă o suprafață mai mare a electrodului sculă neizolat.

Dacă se izolează suprafața frontală a piesei, se împiedică prelucrarea suplimentară și, prin aceasta, deformarea profilului.

Devierile curbelor experimentale, față de cele teoretice, se datoresc încălzirii soluției în zona de lucru și apariției bulelor de hidrogen care modifică conductibilitatea soluției, modificîndu-se astfel și viteza de prelucrare.

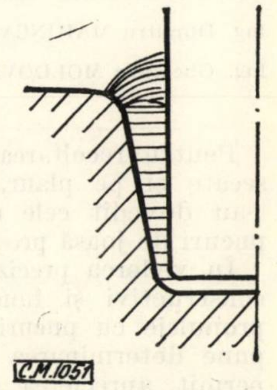


Fig. 7

Acest tip de prelucrare, la care electrozii sînt ficși, se utilizează la executarea unor piese cu adîncimi de pătrundere mici, căci instalația de prelucrare este relativ simplă, iar productivitatea se menține ridicată. Exemple de asemenea prelucrări sînt debavurarea electrolitică a roților dințate, a găurilor, a canalelor, marcarea pieselor etc.

În cazul prelucrărilor electrolitice cu adîncimi mari de pătrundere nu poate fi utilizată metoda cu electrozi ficși căci, pe măsură ce mărimea interstițiului de lucru crește, viteza de prelucrare, și deci și productivitatea, scade.

Pentru obținerea unor viteze mari de prelucrare, interstițiul inițial δ_0 trebuie să fie mic și păstrat cît mai constant în timpul prelucrării. Acest lucru se realizează cu ajutorul sistemului de avans care deplasează electrodul sculă spre piesă pe măsură ce are loc dizolvarea anodică a materialului.

Variațiile interstițiului optim sînt nedorite în cazul prelucrării suprafețelor simple, din cauză că un interstițiu mai mare ca cel optim determină o micșorare a vitezei de dizolvare a materialului, iar un interstițiu mai mic determină o creștere a pericolului de scurtcircuitare.

În studiul prezentat au fost verificate experimental cîteva relații de dependență între principalii parametri ai prelucrării electrolitice, evidențiindu-se în special căile pentru obținerea unei productivități ridicate în cazul utilizării acestui procedeu de prelucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ivan, M.* și *Rusan, G.* Metode speciale de prelucrare prin procedeul electrolitic. In: Construcția de Mașini, nr. 3, 1970.

[2] *Peronczyk, I.* Parametry obrobki elektrochemiczney. In: Przeglad Mechanichy, nr. 22, 1967, p. 691–694.

[3] *Ivan, M.* și *Rusan, G.* Prelucrarea electrolitică a metalelor. In: Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. XI, 1969.

Asupra distribuţiei presiunii pe sol la pneurile de joasă presiune

Ing. Mircea SOARE – Institutul politehnic – Bucureşti

Ing. Erol MURAD – Institutul politehnic – Bucureşti.

Ing. Dumitru MARINCAŞ – Institutul politehnic – Bucureşti.

Ing. Gheorghe MOLDOVAN – Institutul politehnic – Bucureşti.

Pentru recoltarea stufului pe terenurile desecate şi pe plaur, utilajele tehnologice care s-au dovedit cele mai adecvate sînt cele pe pneuri de joasă presiune.

În vederea precizării parametrilor optimi — constructivi şi funcţionali — ai sistemelor de propulsie cu pneuri de joasă presiune, se impune determinarea mărimilor caracteristice ce permit aprecierea comportării pneurilor speciale în diferite condiţii de exploatare, specifice terenurilor stuficole.

Prin determinarea parametrilor optimi se poate ajunge la o exploatare mai raţională a vehiculului şi la protejarea fondului stuficol (aspectul biologic).

Din punct de vedere al protejării fondului stuficol o mare importanţă o prezintă valoarea maximă a presiunii cu care pneul de joasă presiune apasă pe solul terenului stuficol, în special fiind vorba de plaur unde datorită elasticităţii pronunţate a terenului se produce o deformare a rizomilor şi distrugerea suligilor de stuf, din care în anul următor vor creşte tulpinile de stuf propriu-zise.

Pentru o bună utilizare a pneului trebuie să se determine aspectul repartiţiei presiunii specifice pe amprenta de contact dintre sol şi pneu, pentru diferite condiţii de încărcare şi presiuni interioare (fig. 1), precum şi coeficientul de rigiditate a pneului. Aceste determinări se vor face în condiţiile unui teren perfect rigid, constituind o etapă intermediară în vederea studierii comportării pneului în condiţii reale.

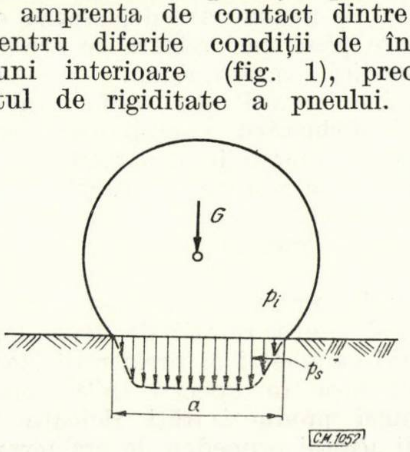


Fig. 1

Repartiţia presiunii specifice p_s pe amprentă se face utilizînd dispozitivul din figura 2, care este format din următoarele părţi: elementul sesizor format dintr-o grindă foarte rigidă *1* prevăzută la partea superioară cu o talpă *2* pe care pneul calcă transversal; grinda *1* se sprijină la ambele capete prin intermediul sistemului cuţit-pernă *9* şi *10* montate pe o lamă elastică *7* fixată în consola *8* şi prevăzută cu un captator tensometric *11* legat prin firele *12* la puntea tensometrică. Grinda *1* este ghidată de rulmenţii *5* montaţi în suporturile *6* fixate pe cadrul dispozitivului format din profilele *3*. Pentru limitarea spaţiului liber dintre cadru şi talpa elementului sesizor se dispun plăcile de egalizare *4*.

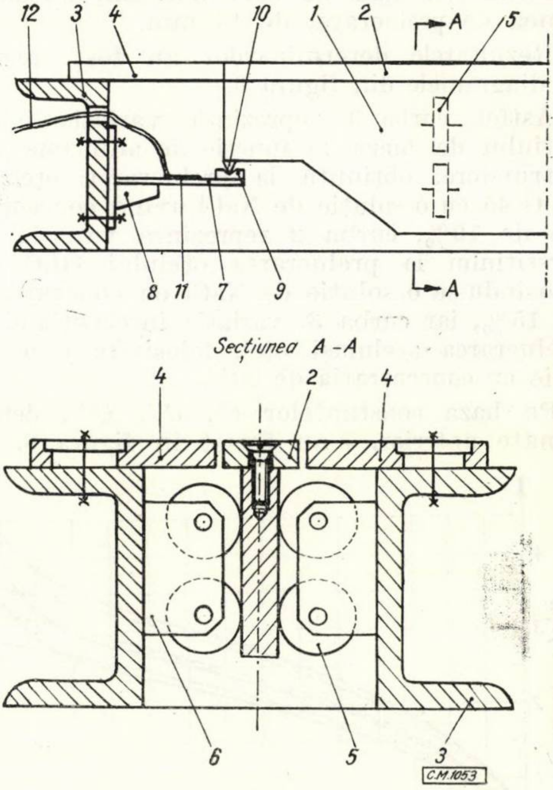


Fig. 2

Dispozitivul se montează pe un teren rigid (beton), la nivelul suprafeţei solului. Cei doi captatori tensometrici se leagă la o punte tensometrică care dă un semnal proporţional cu suma forţelor ce apasă pe lamele *7*, deci proporţional şi cu forţa care apasă pe suprafaţa tălpii *2*.

Pentru a determina care este legătura dintre forţa măsurată $F(x)$ şi repartiţia de presiune $p(x)$, (x este deplasarea pneului), se foloseşte figura 3.

Forţa $F(x)$ va fi egală cu suma forţelor ce acţionează asupra tălpii de lăţimea 1 :

$$F(x) = b\int_{x-l}^{x} p(x)\,\mathrm{d}x. \tag{1}$$

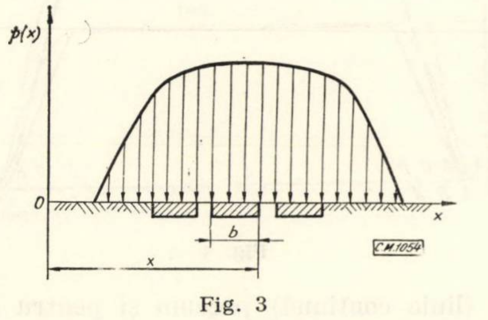


Fig. 3

unde b este lăţimea amprentei (se face aproximarea, admisibilă la pneurile de joasă presiune, că lăţimea amprentei este constantă).

Deoarece relaţia (1) este o funcţie transcendentă, ea nu se poate explicita în funcţie de $p(x)$, iar prin metode grafice se obţin rezultate aproximative ce necesită o cantitate mare de muncă. În continuare se prezintă o metodă de determinare a lui $p(x)$, cunoscînd forma de variaţie a forţei $F(x)$.

Cu ajutorul dispozitivului prezentat mai sus se obţine variaţia forţei $F(x)$ a cărei formă trebuie interpretată pentru determinarea distribuţiei presiunii specifice pe pata de contact. În acest scop este util să se determine forma de variaţie a lui $F(x)$ pentru distribuţii cunoscute ale lui $p(x)$.

În cazul pneurilor de joasă presiune se poate accepta că distribuţia presiunii specifice a pneului pe pata de contact în direcţia longitudinală este de formă trapezoidală sau parabolică aşa cum este reprezentat în figura 4. De asemenea se face ipoteza că distribuţia presiunii pe lăţimea amprentei pneului este constantă. Aceasta permite studiul variaţiei funcţiilor $p(x)$ şi $F(x)$ în planul longitudinal de simetrie, rezultatele obţinute putînd fi extinse pentru orice plan paralel cu cel considerat.

Expresiile presiunilor specifice funcţie de deplasarea pneului x, coordonatele caracteristice x_1 şi x_2, lungimea amprentei a, valoarea maximă a presiunii p_{max} precum şi de lăţimea tălpii elementului de sesizare e sînt date în tabela 1 pentru distribuţia trapezoidală şi respectiv tabela 2 pentru distribuţia parabolică.

Pentru a se putea efectua integrala definită cu limite variabile (1), în sistemul de axe de coordonate considerat, se delimitează pe axa abscisei domenii distincte funcţie de poziţia relativă a tălpii sesizoare faţă de pata de contact aşa cum se arată în figura 4. Au fost stabilite nouă domenii caracteristice de integrare pentru care limitele integralei (1) sînt diferite, rezultînd relaţii de calcul distincte pentru forţa specifică $F(x)$ chiar dacă expresia

Tabela 1

Domeniul	Forţa specifică — $F(x)$ kgf/cm²		Presiunea specifică — $p(x)$ kgf/cm²	
	Relaţia de calcul	Deplasarea pneului — x	Relaţia de calcul	Deplasarea pneului — x
A	$F(x) = 0$	$x \leqslant \frac{l}{2}$	$p(x) = 0$	$0 \leqslant x \leqslant l$
B	$F(x) = \frac{p_{max}}{2(x_1 - l)}(x - l)^2$	$\frac{l}{2} \leqslant x \leqslant 2l$		
C	$F(x) = \frac{p_{max}\cdot l}{2(x_1 - l)}(2x - 3l)$	$2l \leqslant x \leqslant x_1 - l$	$p(x) = \frac{p_{max}}{x_1 - l}(x - l)$	$2l \leqslant x \leqslant x_1$
D	$F(x) = \frac{p_{max}}{2(x_1 - l)}[-x^2 + 2(l + x_1)x - x_1^2 - 3l^2]$	$x_1 - l \leqslant x \leqslant x_1 + \frac{l}{2}$		
E	$F(x) = p_{max}\cdot l$	$x_1 + \frac{l}{2} \leqslant x \leqslant x_2 - \frac{l}{2}$	$p(x) = p_{max}$	$x_1 \leqslant x \leqslant x_2$
F	$F(x) = \frac{p_{max}}{2(x_2 - a - l)}[x^2 - 2x_2x + 2l(x_2 - a - l) + x_2^2]$	$x_2 - \frac{l}{2} \leqslant x \leqslant x_2 + l$		
G	$F(x) = \frac{p_{max}}{2(x_2 - a - l)}(2x - 2a - 3l)$	$x_2 + l \leqslant x \leqslant a$	$p(x) = \frac{p_{max}}{x_2 - a - l}(x - a - l)$	$x_2 \leqslant x \leqslant a + l$
H	$F(x) = \frac{p_{max}}{2(x_2 - a - l)} - x^2 + 2(a + 2l)x - a^2 - 4l^2 - 4al$	$a \leqslant x \leqslant a + \frac{3l}{2}$		
I	$F(x) = 0$	$a + \frac{3l}{2} \leqslant x$	$p(x) = 0$	$a + l \leqslant x$

presiunii specifice $p\,(x)$ se menţine de aceeaşi formă. Astfel în domeniile stabilite expresia (1) devine :

$$\text{A. } F\,(x) = 0$$

$$\text{B. } F\,(x) = \int_{e}^{x} p(x)\cdot \mathrm{d}x$$

$$\text{C. } F\,(x) = \int_{x\cdot l}^{x} p\,(x)\cdot \mathrm{d}x$$

$$\text{D. } F\,(x) = \int_{x-e}^{x_1} p\,(x)\mathrm{d}x + p_{max}\,(x-x_1)$$

$$\text{E. } F\,(x) = \int_{x-l}^{x} p_{max}\,\mathrm{d}x \qquad (2)$$

$$\text{F. } F\,(x) = p_{max}\,(x_2 - x + l) + \int_{x_2}^{x} p(x)\mathrm{d}x$$

$$\text{G. } F\,(x) = \int_{x-l}^{x} p(x)\,\mathrm{d}x$$

$$\text{H. } F\,(x) = \int_{x-l}^{a+} p\,(x)\,\mathrm{d}x$$

$$\text{I. } F\,(x) = 0$$

În relaţiile precedente se înlocuiesc expresiile presiunilor $p\,(x)$ pentru cele două cazuri de distribuţie, după integrare obţinîndu-se relaţiile analitice de dependenţă a forţei specifice în funcţie de parametrii caracteristici ai amprentei (x_1, x_2, a, l, p_{max}) precum şi de deplasarea pneului x, cuprinse în tabelele 1 şi 2.

Reprezentarea grafică a funcţiilor $p\,(x)$ şi $F\,(x)$ (fig. 4), în cazul distribuţiei trapezoidale (linie continuă) precum şi pentru distribuţia parabolică (linie întreruptă) este realizată pe baza datelor cuprinse în tabela 3, calculate pentru : p_{max}=0,14 kgf/cm² l=2 cm ; a=40 cm ; x_1 = 8 cm ; x_2 = 34 cm. Din diagramele prezentate rezultă că punctele de intersecţie ale curbelor forţelor specifice cu axa deplasării nu coincid cu punctele de intersecţie ale curbelor presiunilor specifice cu aceeaşi axă, fiind decalate înainte (la intrarea pneului în

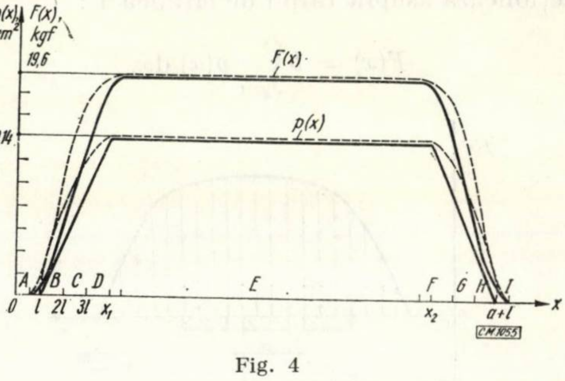


Fig. 4

Tabela 2

Domeniu	Forţa specifică – $F\,(x)$, kgf/cm² Relaţia de calcul	Presiunea specifică – $p(x)$ kgf/cm² Relaţia de calcul
A	$F\,(x) = 0$	$p(x) = 0$
B	$F(x) = \dfrac{p_{max}}{3\,(x_1 - l)^2}\,[-x^3 + 3x_1x^2 + 3\,(l^2 - 2x_1 l)x - 2\,l^3 + 3x_1 l^2]$	$p(x) = \dfrac{p_{max}}{(x_1 - l)^2}\,(-x^2 + 2x_1x - 2x\,{}^{l}_{1} + l^2)$
C	$F(x) = \dfrac{p_{max}\,l}{3(x_1 - l)^2}\,[-3x^2 + 3\,(l + 2x_1)x - 9x_1\,l + 2\,l^2]$	
D	$F(x) = \dfrac{p_{max}}{3(x_1 - l)^2}\,[x^3 - 3\,(x_1 + l)x^2 + 3\,(2x_1 l + x_1^2 + l^2)x - 9x_1\,l^2 + 2\,l^3]$	
E	$F\,(x) = p_{max}\cdot l$	$p\,(x) = p_{max}$
F	$F(x) = \dfrac{p_{max}}{3(a + l - x_2)^2}\,[-x^3 + 3x_2x^2 - 3x_2^2 + x_3^3 + 3\,l\,(a + l - x_2)^2]$	$p(x) = \dfrac{p_{max}}{(a + l - x_2)^2}\,[-x^2 + 2x_2x - (a + l)\,(x_2 - a - l)]$
G	$F(x) = \dfrac{p_{max}\cdot l}{3\,(a + l - x_2)^2}\,[-3x^2 + 3\,(l^2 + 2x_2 l)x + 3a\,l\,(a + 2l - 2x_2) - 9x_2 l^2 + 2\,l^3 - x_1^3]$	
H	$F(x) = \dfrac{p_{max}}{3(a + 1 - x_2)}\,[2\,x^3 - 3\,(l + x_2)x^2 + 12x_2\,l - 6a\,(l + x_2) - 3a^2 + a^2 l + 2a\,l^2 - 2a\,l\,x_2 - 9x_2\,l^2]$	
I	$F(x) = 0$	$p\,(x) = 0$

Tabela 3

Nr. crt.	Domeniu	Deplasarea x (cm)	Distribuţia trapezoidală a presiunii		Distribuţia parabolică a presiunii Ø x		Δx
			$p(x)$ kgf/cm^2	$F(x)$ kgf	$p(x)$ kgf/cm^2	$F(x)^2$ kgf	(cm)
1	A	1	—	—	—	—	—
2		2	0	0	0	0	0
3	B	3	0,022	0,823	0,043	1,62	
4		4	0,046	3,27	0,077	5,76	
5		4	0,046	3,27	0,077	5,76	
6		5	0,07	6,53	0,105	10,62	
7	C	6	0,092	9,77	0,124	14,4	
8		7	0,118	13,1	0,137	17,2	
9		8	0,14	16,3	0,14	18,7	
10		8	0,14	16,3	0,14	18,7	
11	D	9	0,14	18,76	0,14	19,2	
12		10	0,14	19,6	0,14	19,6	
13	E	10...26	1,14	19,6	0,14	19,6	
14	F	37	0,118	18,76	0,137	19,2	
15		38	0,092	16,3	0,12	17,7	
16		38	0,092	16,3	0,12	18,7	
17	G	39	0,07	13,1	0,105	17,2	
18		40	0,046	9,77	0,077	14,4	
19		41	0,022	6,52	0,043	10,62	
20		42	0	3,27	0	5,76	
21		42	0	3,27	0	5,76	
22	H	43	—	0,823	—	1,62	
23		44	—	0	—	0	
24	I	44	—	—	—	—	

$a = 40$ cm ; $b = 70$ cm ; $p_{\max} = 0{,}14$ kgf/cm^2

contact cu sesizorul) cu $\Delta x = \frac{l}{2}$ respectiv în urmă (la ieşirea pneului din contactul cu sesizorul). Valoarea maximă a forţei de apăsare pe suprafaţa sesizorului pentru un pneu cu lăţimea $B = 70$ cm este $F_{max} = 19{,}6$ kgf.

Comparînd curbele forţelor de apăsare obţinute pentru datele luate în considerare se observă că în domeniile $x \in [0{,}5\ l - 4{,}5\ l]$ şi $x \in [17{,}5\ l - 21\ l]$ valorile forţelor normale de apăsare pe sol în cazul distribuţiei parabolice a presiunii specifice sînt superioare valorilor obţinute în cazul distribuţiei trapezoidale. Se poate afirma deci că şi deformaţiile verticale ale pneului de joasă presiune vor fi diferite în cele două cazuri, adică mai mari în cazul distribuţiei parabolice.

Conform metodologiei de determinare a presiunii specifice pe sol, se înregistrează forţa care apasă pe talpa dispozitivului de măsură, $F(x)$.

Semnalul se înregistrează pe bandă de magnetofon la o viteză $V_{inr.F}$. Acest semnal este precedat de o înregistrare făcută cu o forţă $F(x) = F_1 = $ ct, necesară pentru etalonarea diagramelor. Se recomandă ca înregistrările să fie făcute la frecvenţa de 400 Hz.

Semnalul înregistrat reprezintă următoarea relaţie :

$$F(x) = \int_{x-l}^{x} p(x) \cdot dx. \qquad (3)$$

Pentru a obţine variaţia lui $p(x)$ se va utiliza montajul din figura 5 în care : *1* este un magnetofon pentru redarea lui $F(x)$; *2* — element de comparație; *3* — potențiometru comandat; *4* — magnetofon pentru înregistrarea lui p; *5* — cap de înregistrare; *6* — cap de redare; *7* — integrator; *8* — inversor de semn; *9* — sumator; *10* — divizor potențiometric.

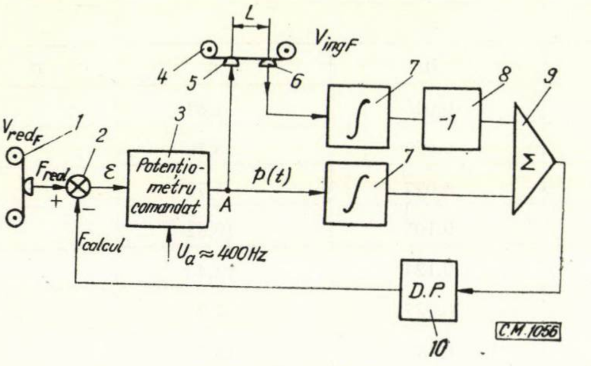


Fig. 5

Pentru explicarea funcționării circuitului se trece din limitele x (lungimi) în domeniul t, unde:

$$t = \frac{x}{v_p}, \tag{4}$$

v_p fiind viteza de deplasare a pneului.

Relația (1) se poate scrie:

$$F(t) = \int_{t-T}^{t} p(t)\, \mathrm{d}t. \tag{5}$$

Considerînd inițial că în punctul A apare un semnal proporțional cu $p\ (t)$, rezultă că capul *5* înregistrează direct acest semnal care apoi este citit de capul de redare *6* după un interval de timp T:

$$T = \frac{L}{v_{ing.p}}, \tag{6}$$

unde $v_{ing\,p}$ este viteza benzii la înregistrarea lui p. Deoarece relația (19) se poate scrie:

$$F\ (t) = \int_0^t p\ (x)\, \mathrm{d}t - \int_0^{t-T} p\ (t)\, \mathrm{d}t, \tag{7}$$

cele două integrale din membrul drept se realizează cu două amplificatoare integratoare *7*, un inversor *8* și sumatorul *9*. Din sumatorul *9* pentru un $p\ (t)$ dat, rezultă un $F\ (t)$ notat cu F_{calcul}.

Pentru a se obține valoarea lui $p(t)$ pentru care F_{calcul} coincide cu F_{real} se folosește un element de comparație *2* din care iese un semnal egal cu diferența $F_{\text{real}} - F_{\text{calcul}}$. Acest semnal comandă un potențiometru cu servomotor *3* care reglează o tensiune proporțională cu $p\ (t)$. Cînd variază F_{real} potențiometrul va varia pe $p(t)$ astfel ca ε să fie tot timpul aproape zero.

Pentru a avea o derivă mică, viteza de variație a lui F_{real} trebuie să fie cît mai mică.

Determinarea lungimii L se face considerînd că timpul de redare a lungimii l este:

$$t_{\mathrm{t}\,red} = \frac{x_{\mathrm{t}\,ing}}{v_{red}} = \mathrm{t}\,\frac{v_{ing\,F}}{v_p \cdot v_{red\,F}}, \tag{8}$$

și deci:

$$L = v_{ing\,p} \cdot t_{\mathrm{t}\,red} = \mathrm{t} \cdot \frac{v_{ing\,F} \cdot v_{ing\,p}}{v_p \cdot v_{red\,F}}. \tag{9}$$

Deoarece $v_{ing.F}$; $v_{ing.p}$; $v_{red.F}$ sînt constante, trebuie ca la experiențe v_p să fie menținut cît mai constant. Inițial, înaintea fiecărei măsurări se încarcă dispozitivul de măsură cu o forță constantă de etalonare F_1. Introducînd acest semnal în dispozitivul de calcul se va obține o valoare $p\ (t)$ constantă, după o perioadă de oscilații amortizate (fig. 6), datorite existenței timpului mort T. Pentru a se micșora perioada de oscilație se recomandă ca încărcarea cu F_1 să se facă progresiv și nu cu salt.

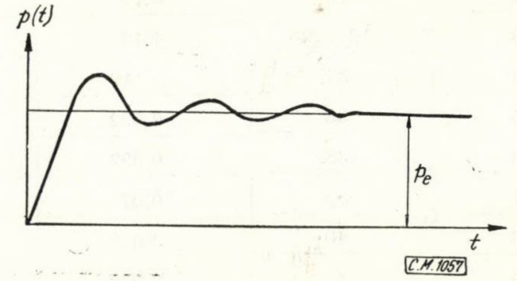


Fig. 6

Pentru ca cele două canale de înregistrare și redare să lucreze cu același factor de amplificare se introduce un $p(t) = \mathrm{ct}$, se dispune un instrument de măsură la ieșirea din sumator și se ajustează factorul de amplificare astfel ca de la $t > 2T$ să nu mai existe derivă (fig. 7).

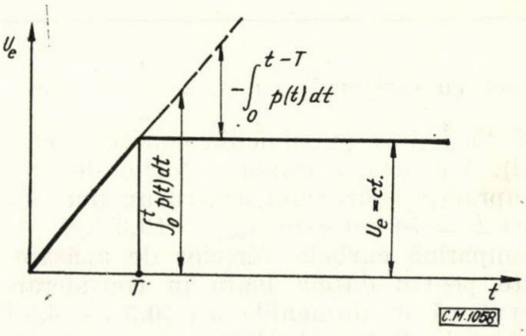


Fig. 7

Concluzii. Din cele arătate mai sus rezultă că metoda analitică considerată permite determinarea forței specifice $F(x)$ cu condiția ca distribuția presiunii să fie cunoscută. Metoda nu rezolvă deci problema pusă, fiind totuşi utilă pentru analiza diverselor cazuri caracteristice apărute în practica de încercare ca şi pentru verificarea ulterioară a rezultatelor obţinute în ceea ce priveşte distribuţia presiunii $p(x)$ — cu ajutorul altor metode.

Metoda ce rezolvă problema determinării distribuţiei presiunii specifice $p(x)$ pornind de la distribuţia forţei $F(x)$, obţinută cu ajutorul dispozitivului propus este cea utilizînd — după cum reiese din consideraţiile făcute — un calculator analogic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *S. Iritani, T. Baba.* „Forces on the contact patch of the tyre" F.I.S.I.T.A. — 10th International Automobile Technical congress Proceedings, Tokyo, 1964.

Instalaţie experimentală pentru studiul aerodinamic al reţelelor de palete

Ing. Sterie ŞTEFAN – ICPET – Bucureşti
Ing. Ion MĂRĂCINEANU – ICPET – Bucureşti
Ing. Alexandru GEORGESCU – ICPET – Bucureşti
Ing. Dan ANDREESCU – ICPET – Bucureşti
Fiz. Valeria DUMITRESCU – ICPET – Bucureşti

Concepţia şi execuţia turbinelor cu abur de mare putere, destinate să funcţioneze în instalaţii energetice din ce în ce mai economice, impun determinarea cît mai amănunţită şi precisă a tuturor pierderilor de energie care apar în cursul procesului de lucru din treptele (reţelele) maşinilor, în scopul eliminării sau al reducerii lor la valori minime.

Complexitatea fenomenelor şi numărul mare de factori care le influenţează (de multe ori în mod contradictoriu) fac ca aplicarea metodelor teoretice de calcul să fie deosebit de laborioasă şi să ducă, datorită ipotezelor simplificatoare, la rezultate care de multe ori se îndepărtează de realitate. Din acest motiv, cercetările experimentale ale reţelelor (în condiţii statice sau dinamice) apar ca absolut necesare.

Cercetările asupra reţelelor drepte de palete se efectuează pe baza teoriei similitudinii, prin modelarea procesului ce are loc într-o secţiune oarecare din reţeaua reală. Scara geometrică se alege supraunitară (1 model > > 1 real), ceea ce conduce la mărirea preciziei determinărilor.

Randamentul curgerii printr-o reţea de palete poate fi exprimat sub forma :

$$\eta = 1 - \zeta,$$

unde ζ este coeficientul global de pierderi, care poate fi considerat ca fiind compus dintr-o sumă de coeficienţi de pierderi parţiale :

$$\zeta = \zeta_{prof} + \zeta_{marg} = \zeta_{fr} + \zeta_{m} + \zeta_{uc} + \zeta_{marg},$$

unde :

ζ_{prof} — coeficient de pierderi de profil care la rîndul său se poate defalca în :

ζ_{fr} — coeficient de pierderi prin frecare în stratul limită de pe profil ;

ζ_{m} — coeficient de pierderi datorite fenomenelor de disipare a energiei în avalul muchiilor de ieşire ;

ζ_{uc} — coeficient de pierderi prin unde de comprimare ;

iar :

ζ_{marg} — coeficient de pierderi pe suprafeţele care limitează reţeaua în înălţime.

În principiu se disting două metode de determinare a pierderilor şi anume :

— metoda globală (în diverse variante), cu ajutorul căreia se determină direct coeficientul global de pierderi ζ ;

— metoda bazată pe teoria stratului limită şi pe teoria jeturilor turbulente (de asemenea cu variante), prin care se determină separat componentele lui ζ enumerate mai sus.

Factorii (destul de numeroşi) care determină mărimea pierderilor la curgerea printr-o reţea pot fi grupaţi în două categorii :

— factori geometrici cum sînt : forma profilului, unghiul de instalare α_y, pasul t, grosimea muchiei de ieşire δ etc. ;

— factori funcţionali cum sînt : unghiul de intrare a curentului în reţea α_0, viteza curentului (numărul M), regimul de curgere (numărul R_e) etc.

Problema cercetării experimentale a reţelelor constă în determinarea unor relaţii cantitative (sub formă de ecuaţii explicite sau sub formă de familii de curbe) între valoarea pierderilor (exprimate adimensional prin coeficienţi de pierdere) şi diferitele mărimi care le influenţează.

Utilizarea acestor date în proiectare conduce în mod evident la creşterea preciziei de evaluare a randamentului intern (respectiv a consumurilor specifice) al turbinei.

Datele care au stat la baza proiectării instalaţiei experimentale au fost : dimensiunile paletelor model (stabilite prin alegerea scării geometrice) și caracteristicile surselor de aer disponibile.

În ansamblu, instalația experimentală se compune din următoarele părți principale reprezentate schematic în figura 1 :

— partea de producere și transport a aerului comprimat ;

— partea de organizare a curentului în amonte de rețea ;

— partea de lucru propriu-zisă (dispozitivul portrețea) ;

— partea de măsurare.

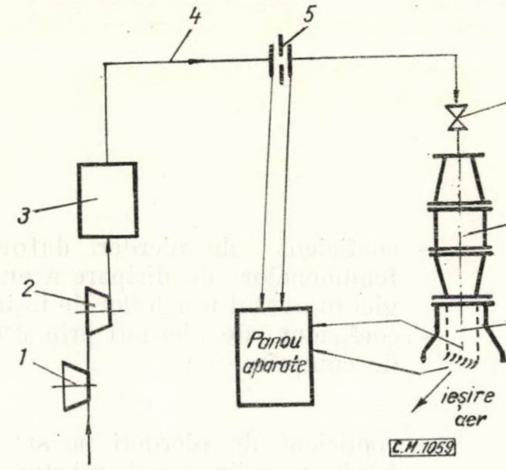


Fig. 1. Schema de principiu a instalației experimentale.

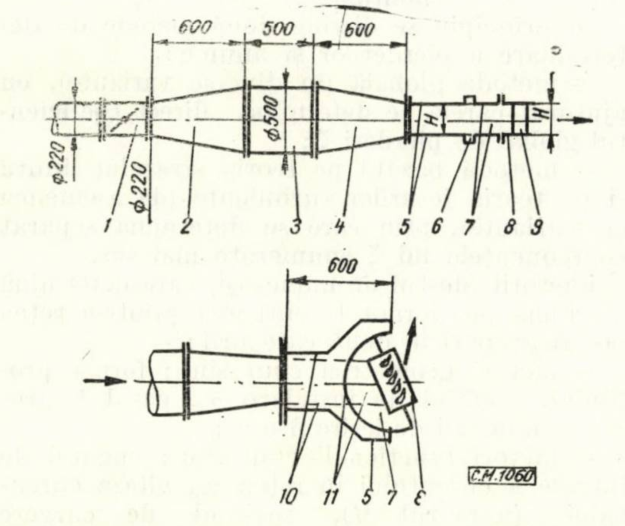


Fig. 2. Schema porțiunii de organizare a curentului și dispozitivului portrețea.

Partea de producere și transport a aerului comprimat este compusă din ventilatorul *1* și suflanta *2* legate în serie (dar care ar putea fi legate și în paralel), rezervorul tampon *3* de egalizare a presiunii, conductele *4* cu diafragma *5* pentru măsurarea debitului de aer.

Partea de organizare a curentului în amonte de rețea (fig. 1, poz *7*) este reprezentată schematic în figura 2 (împreună cu dispozitivul portrețea) și se compune din vana de reglare *1*, difuzorul *2*, toba de liniștire *3* și confuzorul *4*. În plus, între difuzor și tobă și la ieșirea din confuzor sînt montate site (rețele cu ochiuri pătrate) din tablă pentru uniformizarea cît mai bună a curentului.

Partea de lucru propriu-zisă (fig. 2) se racordează la confuzorul *4* și este compusă din două plăci de bază *5*, prevăzute cu ghidajele *6* în care se pot roti plăcile semicirculare *7*. De acestea din urmă se fixează plăcile portrețea *8* care cuprind între ele rețeaua *9*. În figura 3 se prezintă modul de asamblare a unei plăci de bază (superioară) cu placa semicirculară și cu placa portrețea. Canalul este închis lateral de plăcile *10* (fig. 2) care sînt prelungite pînă la marginile rețelei prin plăcile glisante *11*.

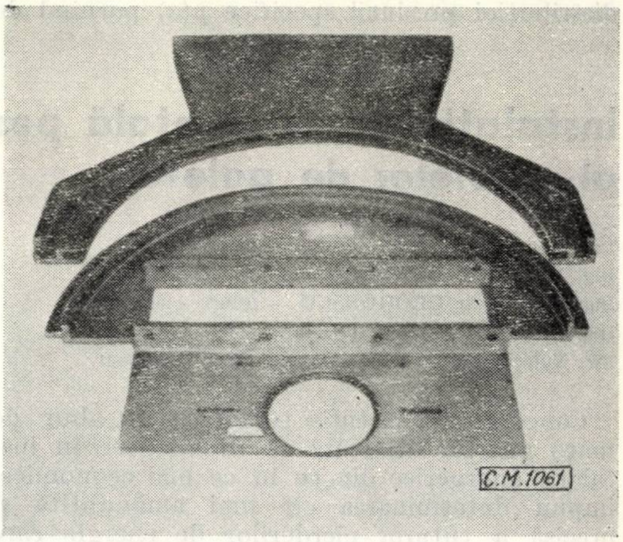


Fig. 3. Modul de asamblare a plăcilor. Se observă ghidajul în care se rotește placa semicirculară.

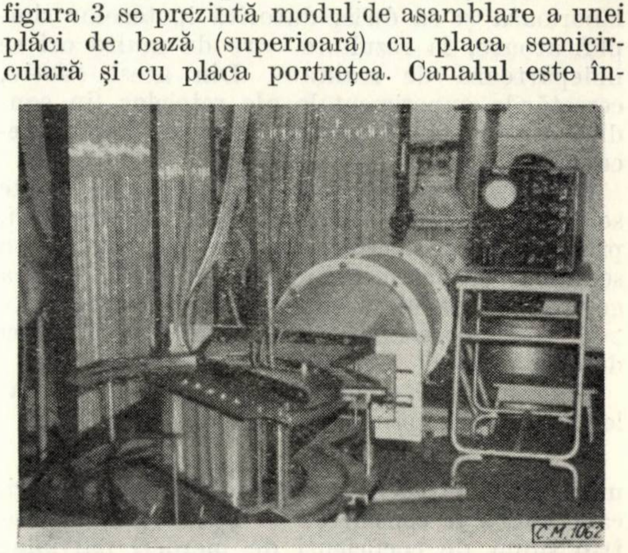


Fig. 4. Vedere de ansamblu a instalației (partea de lucru și partea de organizare a curentului).

Figura 4 este o vedere de ansamblu asupra instalației, unde se pot observa : în prim plan dispozitivul portrețea, apoi partea de organizare a curentului şi vana de reglare, iar, în spate, panourile cu tuburi U.

Plăcile portreţea au fost proiectate astfel încît să permită modificarea pasului în limite de ± 10% şi modificarea unghiului de instalare a paletelor în reţea. Pentru cazurile în care sînt necesare măsurări speciale asupra paletei centrale a reţelei (determinarea distribuţiei presiunilor pe profil sau măsurarea forţelor şi momentelor aerodinamice), placa portreţea superioară are prevăzută o decupare circulară, aşa cum se poate observa în figura 5. În figura 6 se prezintă „blocul" portreţea extras din instalaţie.

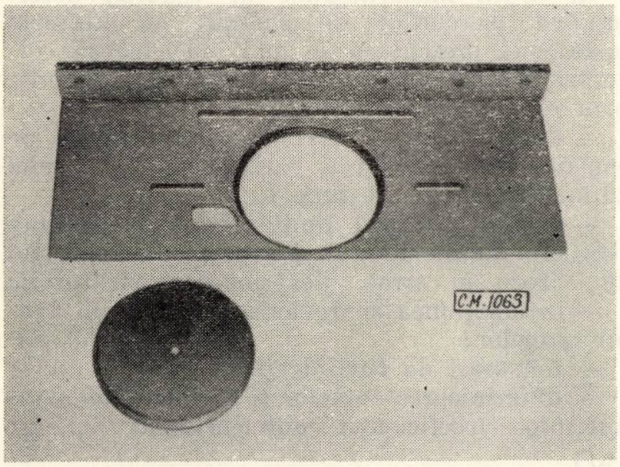


Fig. 5. Placa portreţea superioară specială, utilizată în cazul efectuării unor măsurări asupra paletei centrale a reţelei.

Plăcile semicirculare sînt solidarizate cu reţeaua prin intermediul plăcilor portreţea şi permit varierea în limite foarte largi a unghiului de intrare a curentului în reţea.

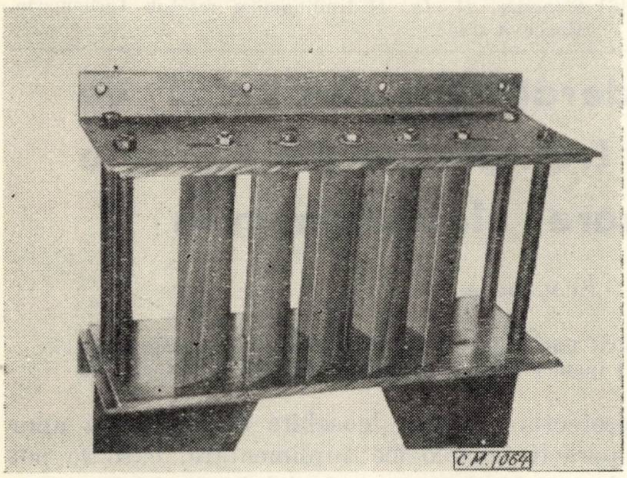


Fig. 6. Blocul portreţea pregătit pentru a fi montat în instalaţie.

Plăcile de bază sînt strînse pe plăcile laterale cu ajutorul unor şuruburi, realizînd în acest fel, în continuarea confuzorului, un canal etanş de înălţime H (egală cu înălţimea reţelei) şi de lăţime egală cu proiecţia lungimii reţelei pe un plan perpendicular pe axa canalului.

Partea de măsurare cuprinde totalitatea amenajărilor efectuate în scopul amplasării aparatelor de măsură, măsurării poziţiei sau variaţiei poziţiei lor în raport cu reţeaua, precum şi racordurile şi panourile de măsurare.

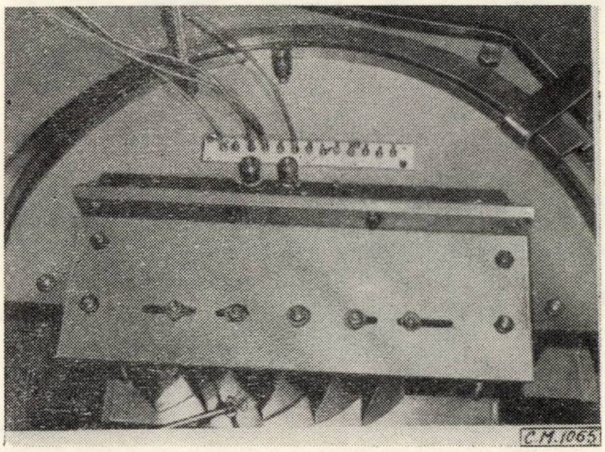


Fig. 7. Vedere de sus a părţii de lucru. Se observă amenajările făcute pentru măsurări în amonte de reţea.

În amonte de reţea s-au amenajat puncte fixe de măsurare care pot fi observate în figura 7. Pentru măsurările în avalul reţelei s-a prevăzut un dispozitiv portsondă care este prezentat în figura 8. Sonda este fixată în dispozitiv printr-o bucşă elastică de care este rigidizat un indicator care se roteşte în faţa unei scale gradate unghiular din grad în grad. Acest subansamblu este fixat pe o piuliţă care se poate plimba între două ghidaje rectilinii, fiind acţionată, prin intermediul unui şurub conducător, de către o manivelă.

Dispozitivul se fixează de instalaţie (mai precis de blocul portreţea) cu ajutorul unor suporţi astfel încît axa şurubului conducător să se afle la intersecţia a două plane : unul paralel cu planul bordurilor de ieşire ale reţelei şi un al doilea perpendicular pe acesta (fig. 9). Prin utilizarea unor suporţi adecvaţi, dispozitivul poate fi montat astfel încît re-

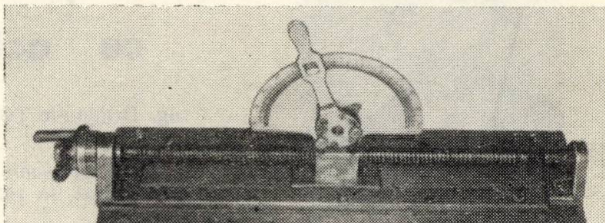


Fig. 8. Dispozitiv portsondă.

ceptorul sondei să se afle în plane paralele cu planul bordurilor de ieşire, situate la diferite distanţe faţă de acesta. La modificarea unghiului de intrare a aerului în reţea (realizată prin rotirea plăcilor semicirculare împreună cu blocul portreţea), dispozitivul portsondă îşi păstrează poziţia relativă faţă de reţea.

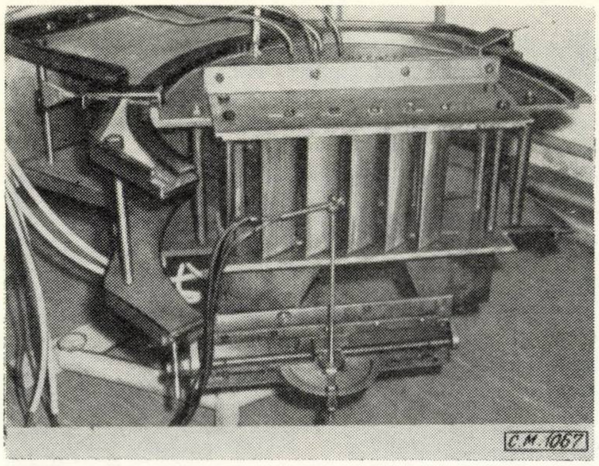


Fig. 9. Vedere din faţă a părţii de lucru.

Figura 9 este o vedere din faţă a instalaţiei în care se poate observa modul de fixare a dispozitivului portsondă la instalaţie şi prinderea sondei în dispozitiv.

Reţelele experimentale sînt formate din cinci palete, paleta centrală putînd fi special amenajată pentru a se putea determina epurarea presiunilor statice pe conturul său, în secţiunea mediană.

Instalaţia permite efectuarea încercărilor pe palete cu coarde de pînă la 150 mm (şi chiar mai mari, prin confecţionarea unor plăci portreţea adecvate), dispuse la paşi de pînă la 65 mm. Înălţimea reţelelor poate fi, după nevoie, de 100 mm sau de 200 mm. Cu sursele de aer existente se pot face încercări în domeniul vitezelor mici subsonice, dar prin racordarea la o sursă de aer comprimat adecvată, domeniul de lucru poate acoperi întreaga gamă a regimurilor pînă la $M \approx 0{,}8$.

În afara măsurătorilor în vederea determinării pierderilor de energie, cu ajutorul instalaţiei prezentate se mai pot efectua cercetări privind alte aspecte legate de curgerile prin reţele cum sînt :

— determinarea distribuţiei presiunilor pe conturul paletelor şi a variaţiei coeficientului adimensional de presiune C_p ;

— studiu stratului limită (evoluţia grosimii stratului limită de-a lungul profilului, spectrul de viteze în strat, desprinderea stratului) ;

— interacţiunea şi devierea jeturilor în avalul reţelelor ;

— măsurări de turbulenţă ;

— determinarea forţelor şi momentelor aerodinamice (coeficienţii adimensionali C_z, C_x, C_m) ;

— măsurări de presiuni, viteze, temperaturi în canalele dintre palete, legate de teoria canalului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Traupel, W.* Thermische Turbomaschinen, vol. 1. Berlin Springer, 1966.

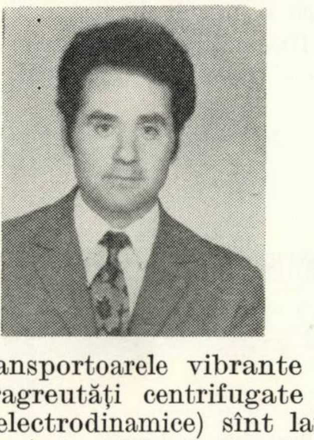
[2] *Hvwthorne, W. R.* Aerodynamics of turbines and compressors. Londra, University press, 1964.

[3] *Scegliaev, A. V.* Parovîe turbinî. Moscova, 1967.

[4] *Deici, M. E., Filippov, H. A., Lazarev, L. Ia.* Atlas profilei reşetok asevîh turbin. Moscova, Maşinostroenie, 1965.

[5] *Pollard, D., Gostelow, J. P.* Some experiments at low speed on compressor cascades. In : Trans. ASME J. engineering power A 3, 1967, p. 427.

[6] *Stepanov, H. Iu.* Hidrodinamika reşetok turbomaşin. Moscova, 1962.



Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind transportoarele vibrante cu acţionare electrodinamică

Ing. Dragomir TOPAL – I.P.C.M.–Bucureşti

Topal Dragomir a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti, în 1958. Este inginer proiectant principal la I.P.C.M., Bucureşti.

Transportoarele vibrante cu acţionare prin contragreutăţi centrifugate (sau transportoarele electrodinamice) sînt larg folosite în aplicaţiile industriale pentru transportul unui număr însemnat de materiale, mergînd de la praf fin pînă la materiale abrazive, fier vechi şi piese mari turnate, de la materiale fierbinţi pînă la alimente congelate, în jgheaburi transportoare deschise sau etanşe la praf şi gaze.

Transportoarele electrodinamice, sub o formă constructivă adecvată, oferă inginerului proiectant soluţii deosebite în realizarea unor operaţii tehnologice suplimentare, care se pot efectua în timp ce materialul este transportat, soluţii imposibile de adoptat pentru alte tipuri de transportoare, ca de exemplu : cernere, încălzire, răcire, uscare, separare, control, umidificare, orientare, fluidizare, curăţare, amestecare, probare, împachetare, alimentare, extragere a apei, sortare, dozare, călire, aglomerare, sfărîmare, selecţionare etc.

Utilizarea transportoarelor electrodinamice pe o scară din ce în ce mai mare, determinată de avantajele pe care le au, impune o cunoaștere mai profundă a modului de proiectare, execuție și exploatare a lor și, întrucît în literatura noastră de specialitate nu există o tratare mai aprofundată a acestor transportoare, prezentul articol încearcă să pună la dispoziția celor interesați cîteva elemente descriptive și de calcul privind aceste tipuri de transportoare.

Din gama mare de forme și tipuri constructive s-au ales cîteva dintre acestea, considerate de bază, și care au fost sistematizate în tabelele 1 și 2 după [1], [2].

TABELA 1

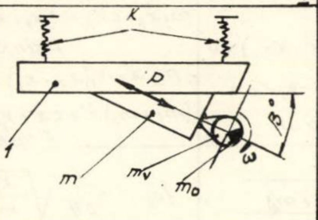
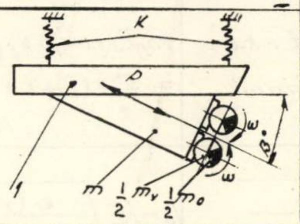
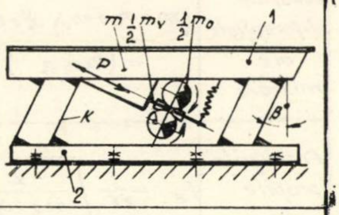
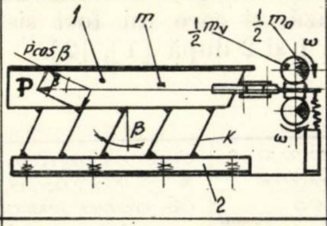
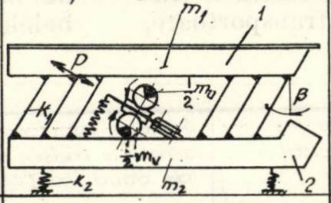
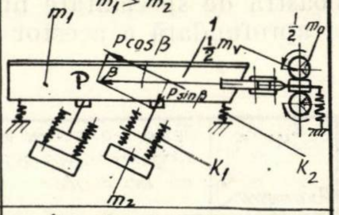
Tipul sist. oscilant / Parametrii	Sistem oscilant cu o singură masă excitat de un motor I	Sistem oscilant cu o singură masă, excitat de două motoare II	Sistem oscilant cu o singură masă, excitat de două motoare III
Schema transportorului vibrant		 K P ω β° ω 1 m $\frac{1}{2}m_v$ $\frac{1}{2}m_0$	 m $\frac{1}{2}m_v$ $\frac{1}{2}m_0$ 1 P K β° 2
Ecuația diferențială a mișcării	$(m+m_0+m_v)\ddot{x}+c\dot{x}+kx=P\sin\omega t$		
Frecvența proprie de rezonanță fe (Hz)	$f_e=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\Sigma k}{m+m_v+m_0}}$ $f_e(3\ldots5)=f$		$f_e=\frac{1}{2\pi}\cdot\sqrt{\frac{\Sigma k}{m+m_v+m_0}}$ $3f_e\cong f$
Frecvența de acționare f (Hz)	25 ; 50	25	16,6 ; 25
Amplitudinea jgheabului A (mm)	$A=\frac{m_0 e\ \omega^2}{\sqrt{\left[k-(m+m_0+m_v)\omega^2\right]^2+(c\omega)^2}}=\frac{\frac{m_0}{m+m_0+m_v}\ e\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2+\left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}$		
Amplitudinea de rezonanță A'(mm)'	$A'=\frac{m_0\cdot\epsilon}{m+m_0+m_v}\cdot\frac{1}{2\zeta}$		
Valoarea amplitudinii pt. calcule estimative A"	$A''=\frac{m_0 e}{m+m_0+m_v}$		
Forța de excitație P (kgf)	$P=(m+m_0+m_v)(2\pi f)^2 A=m_0 e\ (2\pi f)^2$		
Forța statică transmisă la fundație Qstat (kgf)	$Q_{stat}=m+m_v+m_0+m_m$		$Q_{stat}=m+m_v+m_0+m_k+m_m$
Forța dinamică transmisă la fundație Q din (kgf)	$Q_{din}=\Sigma K.A$		
Lungimea jgheabului L (m)	0,5 ... 2,5	1 ... 5	5 ... 20

TABELA 2

Tipul sist. oscilant / Parametrii	Sistem oscilant cu o singură masă, excitat de două motoare $\overline{IV}$	Sistem oscilant cu două mase, excitat de două motoare $\overline{V}$	Sistem oscilant cu două mase excitat de două motoare $\overline{VI}$
Schema transportorului vibrant	 1 m $\frac{1}{2}m_v$ $\frac{1}{2}m_0$ ω $P\cos\beta$ P β β K ω 2	$m_1 = m_2$  m_1 1 P $\frac{1}{2}m_0$ β K_1 $\frac{1}{2}m_v$ K_2 m_2 2	$m_1 > m_2$  m_1 1 $\frac{1}{2}m_0$ $P\cos\beta$ $\frac{1}{2}m_v$ P β $P\sin\beta$ K_1 K_2 m_2
Ecuațiile diferențiale ale mișcării	$(m+m_0+m_v)\ddot{x}+c\dot{x}+kx =$ $= (P\cos\beta)\sin\omega t.$	$m_1\ddot{x}_1+c\dot{x}_1+K_1(x_1-x_2)=0$ $m_2\ddot{x}_2+(K_1+K_2)x_2-K_1x_1=$ $=P\sin\omega t$	$m_1\ddot{x}_1+c\dot{x}_1+(K_1+K_2)x_1-K_1x_2=$ $P\sin\beta\sin\omega t$ $m_2\ddot{x}_2+K_1(x_2-x_1)=0$ $(m_1+m_2)\ddot{x}+c\dot{x}+Kx=$ $P\cos\beta\sin\omega t$
Frecvența proprie de rezonanță f_e (Hz)	$f_e=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\sum K}{m+m_0+m_v}}$ $3f_e \approx f$	$f_e=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_1(m_1+m_2)}{m_1m_2}}$ $f_e=1{,}1f$ pt. arcuri din cauciuc K_1 $f_e=1{,}2f$ pt. arcuri din otel K_1	$f_{e_1}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_1}{m_2}}$ $f_{e_1}=f$ $f_{e_2}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_2}{m+m_2}}$ $f_{e_2}\ (3\ldots5)=f$
Frecvența de acționare f (HZ)	16,6 ; 25	12,5 ; 25	16,6 ; 25
Amplitudinea jgheabului $A; A_1$ (mm)	$A=\frac{m_0e\omega^2}{\sqrt{[K-(m+m_0+m_v)\omega^2]^2+(c\omega)^2}}$	$A_1=\frac{PK_1}{\sqrt{[(K_1-m_1\omega^2)(K_2-m_2\omega^2)-K_1m_1\omega^2]^2+S^2}}$ $A_2=P\sqrt{\frac{(K_1-m_1\omega^2)^2+c^2\omega^2}{[(K_1-m_1\omega^2)(K_2-m_2\omega^2)-Km_1\omega^2]^2+S^2}}$ $S^2=[[c\omega(K_1+K_2-m_2\omega^2)]]^2$	$A_1=\frac{m_0e\omega^2}{\sqrt{[K_1-(m_1+m_2+m_0+m_v)\omega^2]^2+(c\omega)^2}}$
Amplitudinea de rezonanță $A'; A_1'$ (mm)	$A'=\frac{m_0e}{m+m_v+m_0}\cdot\frac{1}{2\zeta}$	$A_1'=-\frac{P\cdot m_1}{c\cdot\omega}$ $A_2=\frac{P\sqrt{\omega^2 m_1^4+c^2(m_1+m_2)^2}}{c\omega^2\cdot m_2^2}$	$A_1'=\frac{m_0e}{m_1+m_2+m_0+m_v}\cdot\frac{1}{2\zeta}$
Valoarea amplitudinii pt. calcule estimative $A''; A_1''$	$A''=\frac{m_0e}{m+m_v+m_0}$	$A_1''=\frac{PK_1}{-m_2\omega^2(K_1-m_1\omega^2)-K_1m_1\omega^2}$ $A_2''=\frac{P(K_1-m_1\omega^2)}{-m_2\omega^2(K_1-m_1\omega^2)-K_1m_1\omega^2}$	$A_1''=\frac{m_0e}{m_1+m_2+m_v+m_0}$
Forța de excitație	$P=(m+m_0+m_v)(2\pi f)^2A$	$P=m_0e(2\pi f)^2$	$P=(m_1+m_2+m_v+m_0)A_1(2\pi f)^2$
Forța statică transmisă la fundație Q_{stat} (kgf)	$Q_{stat}=m+m_v+m_0+m_K+m_m$	$Q_{stat}=m_1+m_2+m_v+m_0+m_m+m_K$	$Q_{stat}=m_1+m_2+m_v+m_0+m_m$
Forța dinamică transmisă la fundație Q_{din} (kgf)	$Q_{din}=\Sigma.K.A$	$Q_{din}=\Sigma.K_2.A_2$	$Q_{din}=\Sigma K_2.A_1$
Lungimea jgheabului L(m)	5...25	5. 25	5...25

Urmărind tabela 1 se observă că transportoarele electrodinamice prezentate în coloanele I şi II se compun dintr-un jgheab de transport *1* sprijinit pe elemente elastice moi *K* şi care au ataşate: un motor cu dezechilibru (pentru primul) sau două motoare cu dezechilibru (pentru al doilea).

În ambele cazuri forţa perturbatoare este dirijată, ea acţionînd sub un unghi β ce trece prin centrul de greutate al întregului sistem constructiv.

Transportoarele electrodinamice prezentate în coloana III (tabela 1) şi IV (tabela 2) se compun din jgheabul *1* şi cadrul de bază *2* care sînt fixate pe fundaţie. Jgheabul de transport şi cadrul de susţinere sînt legate între ele printr-un număr relativ redus de arcuri de ghidare moi *K*.

Direcţia de acţionare a forţei perturbatoare trece, la primul transportor prin centrul de greutate comun al părţilor componente (jgheab, cadru, arcuri etc.) pe cînd la al doilea transportor, direcţia de acţionare a forţei perturbatoare este paralelă cu jgheabul transportor, pe linia centrului de greutate.

Transportorul electrodinamic prezentat în coloana V (tabela 2) se compune din jgheabul de transport *1*, cadrul de bază, *2*, legate între ele prin arcurile K_1 capabile să acumuleze o cantitate bine determinată de energie potenţială.

Direcţia de oscilare a jgheabului este determinată de unghiul β al acumulatoarelor potenţiale de energie K_1.

Transportorul electrodinamic prezentat în coloana VI (tabela 2) se compune din jgheabul *1* aşezat pe arcurile K_2. Pe jgheabul de transport sînt montate sub un unghi β arcurile lamelare foarte flexibile K_1 care joacă rolul unor acumulatoare de energie.

În figurile 1, 2, 3, şi 4 sînt redate cîteva tipuri constructive de transportoare electrodinamice, şi care corespund schemelor prezentate.

Din punctul de vedere al sistemului oscilant, transportoarele electrodinamice, funcţionînd cu vibraţii dirijate, se diferenţiază între ele pe baza maselor lor în mişcare oscilatorie, şi anume:

— transportoare vibrante cu o singură masă şi

— transportoare vibrante cu două mase.

Din prima grupă fac parte transportoarele I, II, III şi IV la care masa vibrantă poate fi un jgheab deschis, un jgheab tubular sau un ciur. Transportoarele vibrante cu două mase se compun din două mase care oscilează reciproc una faţă de alta, prin intermediul unor arcuri, una din mase avînd formă de jgheab, ţeavă sau ciur (masa vibrantă utilă), în timp ce cealaltă masă este constituită dintr-un cadru de contra oscilare, care însă poate fi folosit

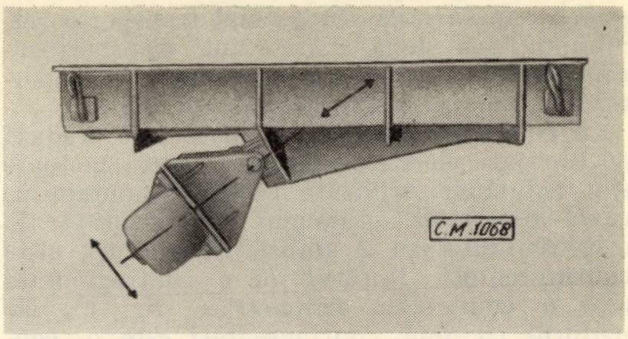


Fig. 1. Transportor vibrant acţionat de un motor cu greutăţi de dezechilibrare.

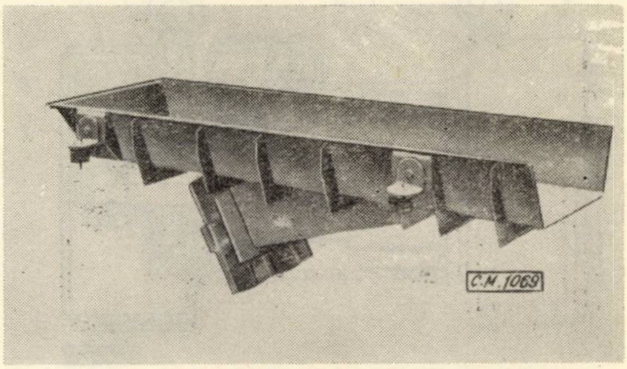


Fig. 2. Transportor vibrant acţionat de două motoare cu greutăţi de dezechilibrare.

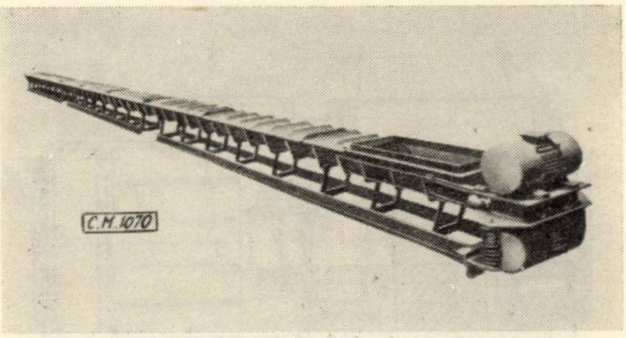


Fig. 3. Transportor vibrant dirijat prin ghidaje elastice, acţionat de două motoare cu greutăţi de dezechilibrare.

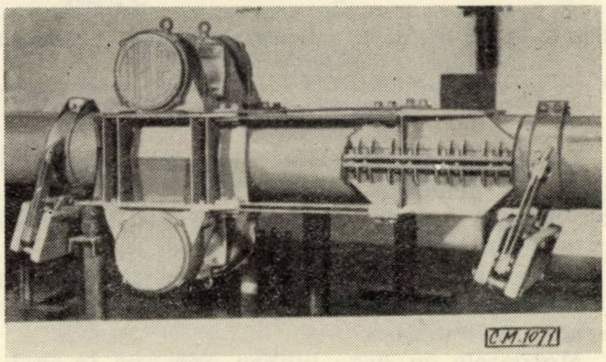


Fig. 4. Transportor vibrant, cu amortizoare de vibraţii, acţionat de două motoare cu greutăţi de dezechilibrare.

şi el ca masă utilă. În general transportoarele vibrante, cu două mase, sînt transportoare care lucrează în zona de rezonanţă. Transportorul V face parte din această categorie.

În general, forţa perturbatoare este produsă de motoare electrice speciale. Aceste motoare sînt asincrone, trifazate care au montate pe axele rotoarelor, prelungite corespunzător la o extremitate sau la ambele extremităţi, nişte contragreutăţi. Motorul cu o contragreutate este o construcţie nesimetrică (fig. 6), iar motorul cu două contragreutăţi este o construcţie simetrică (fig. 5).

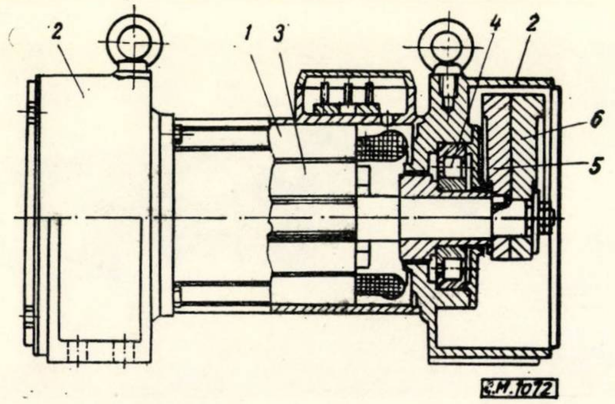


Fig. 5. Motor electric de antrenare cu greutăţi de dezechilibrare, construcţie simetrică :

1 – stator ; *2* – carcasă ; *3* – rotor ; *4* – rulment cu role, special ; *5*, *6* – contragreutăţi.

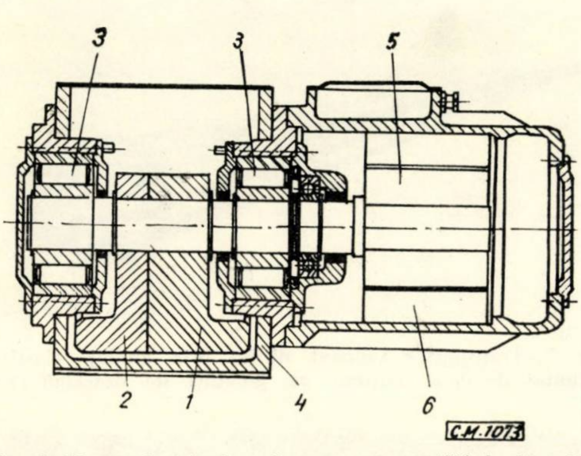


Fig. 6. Motor electric de antrenare cu greutăţi de dezechilibrare, construcţie asimetrică :

1, *2* – greutăţi de dezechilibrare ; *3* – rulment cu role special ; *4* – carcasa elementelor de dezechilibrare ; *5* – rotor ; *6* – stator.

De asemenea, mişcarea vibratorie liniară mai poate fi generată prin utilizarea unor arbori cu rotaţie în sensuri opuse, prevăzuţi cu mecanisme de dezechilibrare şi care lucrează într-o carcasă cu baie de ulei, acţionarea lor făcîndu-se din exterior prin intermediul unor arbori articulaţi.

Motoarele cu dezechilibru aproape în exclusivitate sînt montate cîte două şi, la mersul în sens contrar, sincron, produc o oscilaţie liniară dirijată, cuprinsă în planul perpendicular pe axele lor (fig. 2, 3, 4).

Sincronizarea a doi arbori cu dezechilibrare, care se rotesc în sensuri opuse, poate să fie forţată printr-o transmisie cu roţi dinţate sau se poate autoregla dacă sînt date, pentru aceasta, gradele de libertate necesare [3].

La puteri mici se poate monta pe transportorul vibrator un singur motor cu dezechilibru. Pentru obţinerea unei vibraţii dirijate, motorul este fixat de jgheab, prin intermediul unei articulaţii elastice, supusă la torsiune, care permite transmiterea forţei numai pe direcţia de oscilare a jgheabului, celelalte componente ale mişcării fiind preluate de legătura elastică (fig. 1).

Motoarele electrice de antrenare cu dezechilibrare au în mod obişnuit înfăşurări statice cu 4 sau 6 poli, acţionînd deci cu turaţii de 1440 rot/min, sau 950 rot/min. Funcţionarea cu turaţii mai mici, devine nerentabilă, din cauza greutăţilor de dezechilibrare prea mari şi deci a antrenărilor prea grele.

După [3] motoarele electrice cu dezechilibrare se proiectează cu 4 poli pentru forţe centrifuge pînă la aproximativ 35 000 N, cu 6 poli pînă la aproximativ 50 000 N, ceea ce pentru o acţionare sincronizată cu două motoare, rezultă forţe de dezechilibrare în total 70 000 N, respectiv 100 000 N pe fiecare unitate de transport.

Rulmenţii folosiţi la aceste motoare electrice de dezechilibrare sînt rulmenţi speciali capabili să preia forţe centrifuge mari.

La un transportor electrodinamic bine proiectat şi construit, materialul rămîne în contact cu jgheabul numai o mică fracţiune dintr-o perioadă de oscilaţie, iar în restul perioadei, care este partea preponderentă, materialul se află în mişcare de aruncare. Întrucît înălţimile de salt sînt de regulă foarte mici, sub 1 mm, ochiul nu percepe practic decît un flux de material care se scurge continuu în jgheab.

Pentru realizarea acestui transport în microsalturi este necesar ca acceleraţia maximă a jgheabului să fie mai mare decît acceleraţia gravitaţională.

Raportul dintre acceleraţia maximă a jgheabului şi acceleraţia gravitaţională constituie caracteristica transportului : $K_v = \frac{(2 \cdot \pi \cdot f)^2 A}{g}$.

Domeniul cel mai favorabil de utilizare a unui transportor vibrator, la care să se obţină o viteză optimă de transport, o solicitare admisibilă a transportorului şi un transport care să protejeze materialul, se realizează atunci cînd $K_v = 4$ la 6.

După [3] pentru motoarele cu 4 poli, la frecvenţa de 24 Hz este indicată valoarea $K_v = 5$, iar pentru motoarele cu 6 poli, la frecvenţa de 16 Hz este indicată valoarea $K_v = 4$

Mişcarea vibrantă a acestor transportoare este determinată în principal prin trei mărimi :

— frecvenţa vibraţiilor sau frecvenţa de acţionare (f) (valorile recomandate pentru această frecvenţă sînt date în tabelele 1 şi 2) ;

— amplitudinea vibraţiei A care poate fi măsurată între valorile maxime ale mişcării de vibraţie (2A). La aceste tipuri de transportoare se pot obţine amplitudini de la 1 mm la 10 mm ;

— unghiul de acţionare (aruncare) β este unghiul măsurat între direcţia (sensul) vibraţiei şi sensul longitudinal al căii de transport. Pentru acest unghi se recomandă valorile : $\beta = 20°$ la $30°$.

Cu aceste tipuri de transportoare se pot obţine viteze de transport de la 0,05 la 0,4 m/s.

Viteza de transport poate fi sporită (deci implicit debitul de material) prin înclinarea jgheabului transportor cu un unghi $\alpha = 5°$ la $10°$.

Reglarea debitului de material, se poate realiza prin reglarea frecvenţei sau cu ajutorul unui reglor al înălţimii stratului de material în timpul funcţionării.

Unităţi de măsură folosite în cadrul textului :

A, A_1, A_2 = amplitudine (o jumătate dintr-o oscilaţie completă (mm) ;
P = forţa perturbatoare, rezultantă (N) ;
K, K_1, K_2 = constantă totală a arcurilor (N/m)
$f = \dfrac{\omega}{2\pi}$ = frecvenţa de acţionare (Hz) ;
$fe = \dfrac{\omega}{2\pi}$ = frecvenţa proprie (Hz) ;
V = viteza de transport (m/s) ;
$\zeta = \dfrac{c}{c_0} = \dfrac{c}{2m\omega_n}$ = coeficient adimensional ;
c = coef. de amortizare (cînd $c = = c\dot{x}$) (Ns/m) ;
c_0 = coef. critic de amortizare (Ns/m) ;
e = excentricitatea contragreutăţilor (mm) ;
m, m_1 = masa jgheabului (kg) ;
m_2 = masa cadrului de bază (kg) ;
m_v = masa motorului (fără contragreutăţi) (kg) ;
m_0 = masa contragreutăţilor (kg) ;
m_m = masa materialului din jgheab (kg) ;
m_k = masa arcurilor k (kg).

Pentru o deplină clarificare a modului de utilizare a formulelor se vor urmări două exemple numerice.

Exemplul 1 : Se va determina amplitudinea unui transportor vibrator cu acţionare electrodinamică ca cel din figura 2.

Se cunosc :

m = 100 kg masa jgheabului ;
$m_0 + m_v$ = 50 kg masa celor două motoare de acţionare ;
P = 10 000 N, forţa centrifugă rezultantă ;
n = 1500 rot/min., turaţia motoarelor electrice ;
c = 3000 Ns/m coeficient de amortizare.

Pentru rezolvare se vor utiliza formulele din col. II, tabela 1.

$$f = \frac{1500}{60} = 25\ \text{Hz} \text{ — frecvenţa de acţionare}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 25 = 157\ \text{rad/s.}$$

$$fe = \frac{f}{3 \cdot 5} = \frac{25}{5} = 5\ \text{Hz, frecvenţa proprie}$$

$$K = (2 \cdot \pi \cdot f_e)^2\, m = (2 \cdot \pi \cdot 5)^2 \cdot 150 = 147\,894\ \text{N/m}$$

Amplitudinea va fi :

$$A = \frac{P}{\sqrt{(k - m \cdot \omega^2)^2 + (c \cdot \omega)^2}} =$$

$$= \frac{10\,000}{\sqrt{(147\,894 - 150 \cdot 157^2) + (3000 \cdot 157)^2}} =$$

$$= 0{,}00279\ \text{m} = 2{,}79\ \text{mm.}$$

Amplitudinea completă a vibraţiei va fi :

$$2A = 2 \times 2{,}79 = 5{,}58\ \text{mm}$$

Dacă se neglijează amortizarea, amplitudinea va fi :

$$A' = \frac{P}{k - m \cdot \omega^2} = \frac{10\,000}{147\,894 - 150 \cdot 157^2} =$$

$$= 0{,}002817\ \text{m} = 2{,}817\ \text{mm}$$

deci amplitudinea completă va fi :

$$2A' = 2 \cdot 2{,}817 = 5{,}634\ \text{mm.}$$

Eroarea este neglijabilă pentru calculele inginereşti.

Exemplul 2. Să se calculeze elementele principale la un transportor vibrator, corespunzător coloanei VI (tabela 2).

Antrenarea se face cu două motoare cu dezechilibrare avînd caracteristicile :

$n = 1500$ rot/min. — turaţia motoarelor electrice cu dezechilibrare ;
$P = 50\,000$ N — rezultanta forţelor celor două motoare cu cu dezechilibrare ;

Sînt date :

$m = 400$ kg — masa jgheabului ;
$m_2 = 200$ kg — totalul maselor de amortizare ;

$\beta = 25°$ – unghiul de acţionare a amortizoarelor.

Pentru rezolvare se vor utiliza formulele din col. VI (tabela 2).

$f = \frac{1500}{60} = 25$ Hz – frecvenţa de acţionare;

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 25 = 157 \text{ rad/s};$$

$fe = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_1}{m_2}} = f$ – frecvenţa proprie sistemului de amortizare;

din care rezultă constanta totală a arcurilor amortizoarelor:

$$K_1 = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot m_2 = (2 \cdot \pi \cdot 25)^2 \cdot 200 = 4\,929\,800 \text{ N/m}.$$

Din tabelă, frecvenţa proprie a jgheabului este dată de relaţia:

$$f_{e_2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_2}{m_1 + m_2 + m_0 + m_v}} = \frac{1}{5} f$$

Rezultă constanta totală a arcurilor de sprijin:

$$k_2 = \frac{(2 \cdot \pi \cdot f)^2}{5} \cdot (m_1 + m_2 + m_0 + m_v) = (2 \cdot \pi \cdot 5)^2 \cdot 600 = 591\,576 \text{ N/m}.$$

Amplitudinea va fi:

$$A = \frac{P}{(m_1 + m_2 + m_v + m_0)\omega^2} = \frac{50\,000}{600 \cdot 157^2} = 0{,}00338 \text{ m} = 3{,}38 \text{ mm},$$

deci amplitudinea completă a vibraţiei va fi:

$$2A = 2 \cdot 3{,}38 = 6{,}76 \text{ mm}.$$

Concluzii. Formulele simplificate care au rezultat, fără a se ţine seama de amortizare şi de arcurile de sprijin, sînt suficient de precise pentru uzul practic, atunci cînd transportorul este sprijinit pe arcuri moi.

Pentru a se obţine un transport în bune condiţiuni, jgheabul trebuie să fie suficient de rigid, adică să fie astfel construit încît să nu apară vibraţii de încovoiere în timpul funcţionării, iar direcţia forţei de acţionare să treacă prin centrul de greutate comun al transportorului vibrator cu material în vrac.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Düring, K.* Berechnung der Amplituden von elektrodynamischen Förderrinnen mit gerichteten Schwingungen. In: Fördern und Heben, nr. 10, 1963.

[2] *Düring, K.* Berechnung der Amplituden von elektrodynamischen Förderrinnen mit gerichteten Schwingungen. In: Fördern und Heben, nr. 11, 1963.

[3] *Heidemeyer, H.* Beschreibung und Vergleich verschiedener Schwingantriebssysteme. In: Deutsche Hebe- und Fördertechnik, nr. 1, 1969.

Documentare

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 4, 1971

L. S. Galianin. **Cercetarea sarcinilor volanului automobilelor cu capacitate mare de trecere şi cu presiune reglabilă a aerului din pneuri.**

O mare parte dintre automobilele cu capacitate mare de trecere sînt prevăzute cu sistem de reglare a presiunii aerului din pneuri. Mărirea suprafeţei de contact a roţilor automobilului cu solul la micşorarea presiunii din pneuri provoacă creşterea însemnată a capacităţii de trecere, dar influenţează în acelaşi sens rezistenţa la viraj a roţilor conduse. La presiuni reduse în pneuri sarcina la volan este atît de mare, încît virajul pe loc sau în timpul deplasării cu viteze mici este imposibil dacă mecanismul de direcţie nu este echipat cu un amplificator.

La uzina de automobile din Gorki s-a studiat influenţa unui astfel de mecanism, cu amplificator hidraulic, avînd următoarele caracteristici: raportul de transmitere — 20,5/1; baza — 3 100 mm; ecartamentul roţilor din faţă — 1 840 mm; unghiul de dezaxare a roţilor conduse — 0°45′; unghiul de înclinare transversală a pivoţilor — 9°; unghiul de înclinare longitudinală a pivoţilor — 9°; tipul pneurilor — 13,00 × × 18; domeniul de reglaj al presiunii din pneuri — 0,7 la 2,8 kgf/cm²; forţa la roţile conduse – 1 800 kgf.

S-a examinat variaţia forţei la volan şi a presiunii lichidului de lucru din cilindrul hidraulic al amplificatorului la viraje pe suprafeţe de beton şi pe terenuri accidentate, cu şanţuri, în timpul staţionării automobilului şi la deplasarea cu viteza de 10 km/h, pentru diferite presiuni în pneuri şi diverse valori ale forţei la roţile conduse. S-a determinat forţa maximă

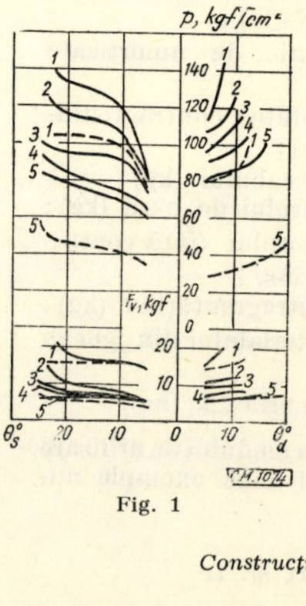


Fig. 1

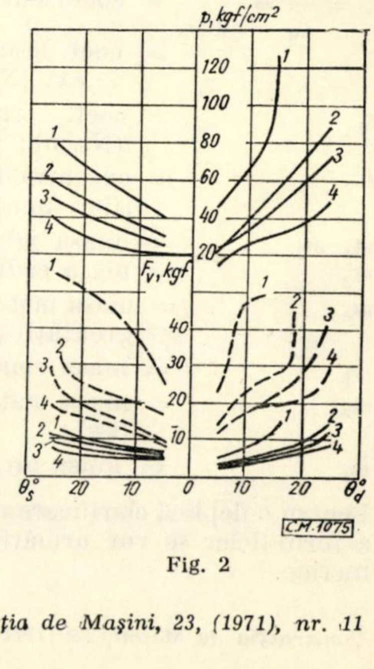


Fig. 2

pe care o poate aplica volumului un conducător cu dezvoltare fizică medie (65—68 kgf). Pentru a obţine rezultate comparabile, toate încercările au fost realizate cu un singur conducător.

În figura 1 se prezintă dependenţa forţei la volan F_v şi a presiunii lichidului de lucru p faţă de unghiul de viraj pe loc al roţilor interioare spre dreapta θ_d şi spre stînga θ_s. Numerele de ordine 1—5 ale curbelor corespund presiunii în pneuri de 0,7 ; 1,5 ; 2,5 ; 2,8 şi 3,5 kgf/cm^2. Cu linie continuă s-au trasat variaţiile obţinute pentru forţa la roţile conduse F_r = 1 800 kgf, iar cu linie întreruptă — variaţiile aferente forţei F_r = 1 500 kgf. Valorile mai mari ale parametrului p la virajul spre dreapta se datoresc raportului de transmitere al mecanismului mai mare la acest viraj. Micşorarea lui F_r de la 1 800 la 1 500 kgf a antrenat modificarea neînsemnată a forţei F_v şi scăderea presiunii p cu 15—60%.

În figura 2 se arată aceleaşi dependenţe la virajul în timpul deplasării cu viteza de 10 km/h pe drum asfaltat, în palier, pentru F_v = 1 800 kgf. Numerele de ordine 1—4 ale curbelor au semnificaţiile întîlnite şi în figura 1. Cu linie continuă s-au reprezentat curbele obţinute cu amplificator, iar cu linie întreruptă — curbele fără amplificator. Se constată creşterea de 2,3—4,4 ori a forţei F_v în a doua variantă.

Comparînd rezultatele prezentate în figurile 1 şi 2, rezultă că forţa F_v şi presiunea p sînt mai mici la virajul în timpul deplasării decît la virajul pe loc, scăderea fiind de 1,1 — 1,8 ori şi respectiv de 1,6—3 ori.

G.Z.

Stanki i instrument,

nr. 4, 1971

A. A. Vinogradov şi Iu. L. Anosov. **Găurirea oţelurilor cu conţinut mare de mangan cu burghie cu plăcuţe de aliaj dur.**

Găurirea oţelurilor cu conţinut mare de mangan întîmpină dificultăţi din cauza plasticităţii ridicate şi conductibilităţii termice scăzute ale acestor oţeluri. Rezultate corespunzătoare se obţin curent folosind burghie de oţel rapid, cu viteza de aşchiere de 6—10 m/min. Burghiele cu plăcuţe de aliaj dur nu dau în general satisfacţie, plăcuţa degradîndu-se din cauza vibraţiilor burghiului, ca urmare a neuniformităţii de aşchiere pe cele două jumătăţi ale muchiei aşchietoare transversale.

Pentru înlăturarea deficienţelor semnalate, s-au efectuat experimentări atît cu burghie standardizate cît şi cu burghie speciale, cu plăcuţe de aliaj VK8, prevăzute cu canal, pentru vehicularea lichidului de răcire-ungere. La burghiile speciale s-a adoptat o formă asimetrică a părţii aşchietoare, ceea ce asigură evitarea vibraţiilor şi îndepărtarea şpanului pe lăţime. În figura 1 se prezintă construcţia acestor burghie, la care unghiul $D\varphi$ ia valorile 10, 8 şi 6° după cum elementul D se încadrează în domeniul 10—15, 15—20 şi respectiv 20—25 mm. Încercările s-au desfăşurat pe o maşină verticală de găurit model 4A150, cu piese de oţel 45G17 Iu 3 H.Ca lichid de răcire-ungere s-a folosit o soluţie de 5% emulsie, dirijată în zona de aşchiere prin stropire în cazul burghielor cu canal de răcire interioară.

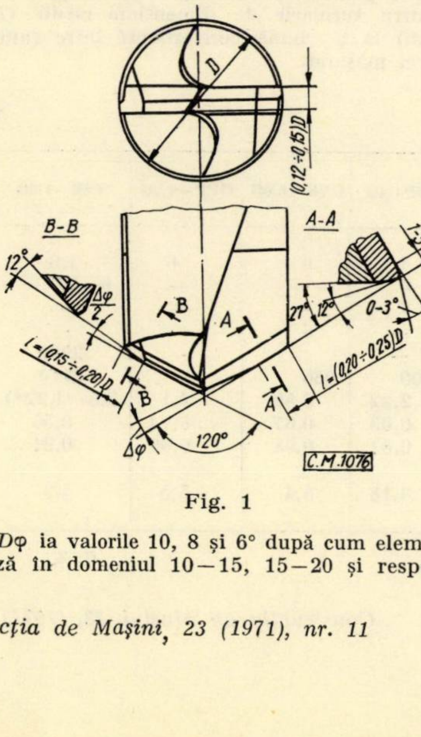


Fig. 1

În figura 2 se arată dependenţa durabilităţii t faţă de viteza de aşchiere v, la avansul de 0,06 mm/rot. Variaţiile 1 şi 2 se referă la găurirea cu burghiu standardizat cu diametrul de 20 mm a orificiilor străpunse şi respectiv a orificiilor înfundate cu adîncimea de 2D ; variaţia 3 corespunde burghiului de 19 mm cu canal pentru lichid de răcire-ungere. Se observă că durabilitatea ultimului burghiu este sensibil mai mare la viteza v depăşind 30—40 m/min. Cu linie întreruptă s-a reprezentat variaţia $t = f(v)$ la prelucrarea oţelului 45G17 Iu 3 cu burghie cu răcire interioară. Dependenţa t = f (D) s-a determinat la găurirea orificiilor înfundate cu acelaşi avans şi v = 37 m/min, cu burghie standardizate de 12, 14, 20 şi 25 mm.

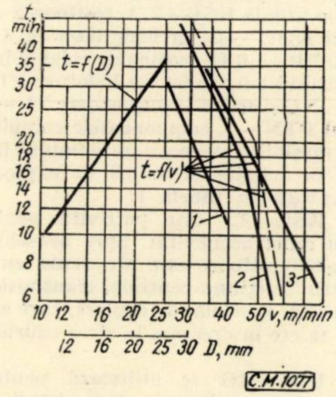


Fig. 2

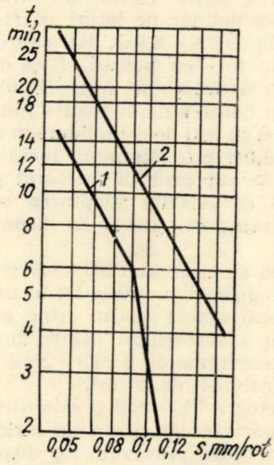


Fig. 3

În figura 3 se prezintă variaţia durabilităţii t în funcţie de avansul s, la v = 37 m/min. Variaţiile 1 şi 2 cu semnificaţiile întîlnite şi în figura 2.

Drept criteriu de degradaţie a burghiilor s-a ales uzura vîrfului, care nu trebuie să depăşească 0,4—0,45 ; 0,5—0,55 ; 0,6—0,65 şi 0,75—0,8 mm, pentru diametre de 12, 14, 20 şi respectiv 25 mm.

Pe baza încercărilor prezentate, s-a elaborat o formulă de calcul a vitezei de aşchiere. Pentru găurirea orificiilor înfundate, cu adîncimea de 2D, cu burghie standardizate cu plăcuţe de aliaj VK8, răcite prin stropire, această formulă este

$$v = \frac{3,6\ D^{0,5}}{t^{0,4}\ s^{0,7}}$$

În cazul găuririi orificiile transpuse, valorile obţinute din formula precedentă trebuie micşorată cu 30%.

G.Z.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 4, 1971

A. F. Muhin, ş. a. **Complex de maşini pentru pregătirea fînului în regiunile de munte.**

Pentru pregătirea fînului în regiunile de munte s-a construit şi încercat un complex de maşini, cuprinzînd cositoarea suspendată cu o grindă KSG—2, 1, cositoarea semisuspendată cu două grinzi KDP—4G, greblele laterale GVX—6,0 G şi transversală G.PP—6,0 G, maşina de cules şi încărcat PSB—1,6 G, încărcătorul suspendat de baloturi PTN—4, semiremorca 1PTS—2NG şi grupa-transportoare VU—400G. În afară de încărcătorul PTN —4, componentele complexului sînt realizate pe baza maşinilor de recoltare a fînului fabricat în serie.

Caracteristicile tehnice şi indicii de exploatare ai noilor maşini sînt arătate în tabela 1.

Cositoarea KSG—2,1 este potrivită pentru lucrări pe loturi mici cu relief accidentat. Spre deosebire de maşinile de serie, această cositoare este prevăzută cu consolă suplimentară pentru tracţiune centrală, transmisie intermediară cu lanţ şi grindă specială de cuplare, care asigură plasarea aparatului de tăiere în dreapta, în sfera cadrului roţilor tractorului.

Cositoarea KDP—4G se utilizează pentru lucrări pe loturi mari. Pentru a evita încurcarea ierbii de către roţile tractorului, aparatul de tăiere este plasat în dreapta, ca şi la cositoarea KSG—2,1, transmisia fiind prevăzută cu un reductor cu lanţ. Între tractor şi cositoare se montează un cuplaj telescopic. La trecerea pe drumuri de munte înguste şi la deplasări pe distanţe mari, cositoarea se aduce în poziţie remorcată. Cositoarea KDP—4G dă rezultate corespunzătoare pe pante pînă la 20°.

Pentru greblarea ierbii cosite din brazde, întoarcerea fînului şi formarea poliilor pe loturi cu fertilitate ridicată, se foloseşte grebla GVK—6,0G. Ea cuprinde două secţii, fiecare avînd şase roţi cu bolţuri. Faţă de construcţiile de serie, noua maşină se deosebeşte prin articularea semisuspensiei cu tractorul şi dotarea cu dispozitiv hidraulic de ridicare a roţilor de lucru şi cu roţi de consolidare în timpul deplasării.

Grebla GPP—6,0G este destinată lucrărilor pe loturi cu fertilitate mică. Se cuplează cu tractorul prin suspensie în trei puncte, ceea ce permite adaptarea la neregularităţile solului. Pentru transport, grebla se dispune în poziţie de remorcare.

Maşina de cules şi încărcat PSB—1,6 G serveşte la adunarea fînului din polii şi presarea lui în baloturi paralelipipedice. Ea are ecartament sporit, frîne hidraulice, jgheab pentru împiedicarea răsturnării baloturilor etc.

Ecartamentul semiremorcii 1PTS—2NG este de 2,45 m, iar capacitatea cabinei de 9 m³.

Grapa transportoare VU—400 G este utilizată la formarea căpiţelor şi transportarea lor, precum şi strîngerea baloturilor de pe povîrnişuri. Este prevăzută cu dispozitiv de trasare a fînului, acţionat hidraulic.

C.Z.

L'ndustrie Lourde Tchécoslovaque

Nr. 2—1971

Přemysl Javičele. **O nouă metodă de proiectare a unei turbine radiale centripete.**

Turbina radială centripetă cu o singură treaptă îşi găseşte utilizări în multe domenii. Turbina radială cu scurgere axială este folosită cu precădere în unităţi mici de turbine cu gaze şi la grupurile turbosuflante pentru supraalimentare. Tipul de turbină pur radială este folosit în special în diverse ramuri ale industriei chimice.

Metoda prezentată reduce volumul de calcule necesar determinării dimensiunilor fundamentale ale turbinii şi permite să se stabilească dacă pentru parametrii daţi este posibilă realizarea unei turbine de randament ridicat.

Ipotezele de calcul care stau la baza metodei propuse sînt următoarele :

a) Pentru o turbină de randament ridicat este posibil să se aleagă pentru intrarea şi ieşirea fluidului motor în şi din paletajul mobil un sens de curgere radial. În acest caz $\alpha_1 = \beta_1 = 90^0$ şi triunghiurile de viteză capătă forma simplificată din figura 1, c.

b) Turaţia specifică a turbinei, un parametru adimensional, poate fi exprimat ca funcţie de alte mărimi adimensionale ale turbinei. Autorul lucrării a dedus o funcţie relativ simplă care corelează turaţia specifică a unei turbine pur radiale (fig. 1 b) şi a altor parametri adimensionali cu gradul de destindere pe treapta turbinei. Se poate determina astfel turaţia specifică a unei turbine radiale cu scurgere axială (fig. 1 a) din turaţia specifică a unei turbine pur radiale prin intermediul unui raport simplu de conversiune.

c) Din măsurările efectuate şi conform literaturii de specialitate citate rezultă că pentru obţinerea unor randamente ridicate este necesar să se respecte următoarele valori ale unor parametri ca :

— coeficientul de presiune ψ definit ca raport al căderii izentropice a treptei $\Delta i'^{t}_{12}$ (fig. 1 d) şi energia cinetică corespunzătoare vitezei periferice u_1 să fie situat în limitele :

$$2{,}3 < \psi < 2{,}4,$$

raportul între diametrul la intrare şi cel la ieşirea din rotor să îndeplinească condiţia

$$\frac{D1}{D2} > 1{,}25.$$

d) În metoda propusă se lucrează cu randamente parţiale, η_s — pentru paletajul statorului şi η_R — pentru paletajul rotorului. Nomogramele de calcul prezentate în lucrare au fost întocmite pentru valorile : $\eta_s = 0{,}9$ şi $\eta_R = 0{,}75$, care conduc pentru turbinele de dimensiuni medii ($D_1 = 150 \cdots 500$ mm) la o bună concordanţă între randamentul studiat şi cel măsurat.

Tabela 1

Parametrul	KSG—2,1	KDP—4G	GVK—6,0G	GPP—6,0G	PSB—1,6G	VU—400G
Raza de acţiune, m	2,1	4	6	6	1,6	3
Viteza de lucru, km/h	6	6	—	—	6—7,9	—
Înălţimea de tăiere, cm	7±1	7±1	—	—	—	—
Numărul roţilor de lucru pentru o secţie	—	—	6	—	—	—
Lăţimea căii, mm	—	—	—	—	2900	—
Greutatea, kg	327	800	980	—	2110	—
Productivitatea de lucru efectiv, ha/h	1,3	2,22	5,59	4,1	2,5—4,22*)	5,69
Coeficientul de utilizare a timpului de lucru pe schimb	0,6	0,63	0,67	0,74	0,56	0,76
Coeficientul de eficienţă în exploatare	0,82	0,83	0,98	0,99	0,91	0,89
Gradul de creştere a productivităţii faţă de lucrările cu tracţiune animală şi manuală, număr de ori	2,5	4,18	5,4	5,5	4,9	5,5

*) În t/h

G. Z.

e) La ieșirea din rotorul cu scurgere axială se calculează o valoare medie a diametrului conform relației:

$$D^* = \sqrt{\frac{D_n^2 + D_2^2}{2}}$$

f) Metoda de calcul se poate aplica atît fluidelor care se comportă ca gaze ideale cît și a celor care, prin proprietățile lor se apropie de gazele reale. În acest ultim caz, constanta gazului R este corectată prin multiplicare cu un coeficient de responsabilitate Z.

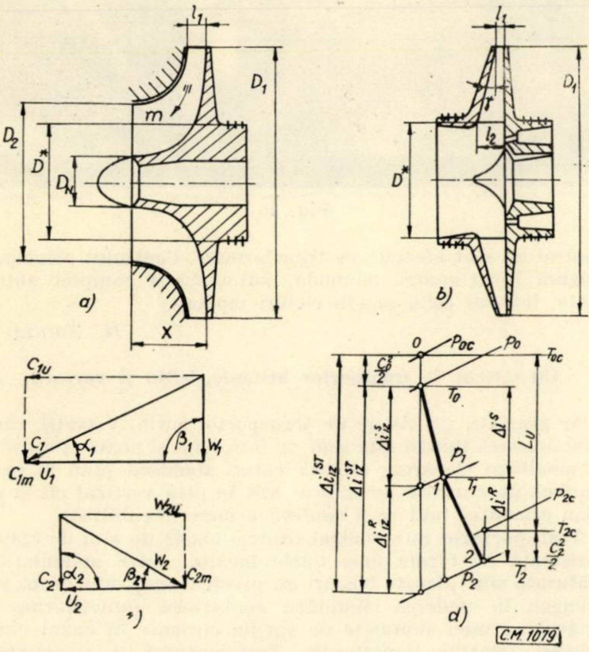


Fig. 1

În calculul turbinei se consideră ca date inițiale următoarele mărimi: natura fluidului motor, debitul masic prin turbină m (kg/s), presiunea totală în amontele turbinei P_{0c} (N/m²), temperatura absolută în amontele turbinei T_{0c} (°K) și presiunea în avalul turbinei P_2 (N/m²). Se consideră ca avînd o valoare constantă mărimile: randamentul statoric $\eta_s = 0{,}9$; randamentul rotoric $\eta_R = 0{,}75$; reducerea relativă a secțiunii de intrare (τ_1) și de ieșire (τ_2) a rotorului datorită grosimii finite a paletelor: $\tau_1 = 0{,}9$ pentru ambele tipuri de turbină; $\tau_2 = 0{,}9$ pentru turbina pur radială; $\tau_3 = 0{,}95$ pentru turbina cu ieșire axială.

Se aleg valorile mărimilor: coeficientul de presiune $\psi = \frac{\Delta i_{i2}^{\prime ST}}{\frac{u_1^2}{2}}$, unghiul de ieșire din paletele statorului α_1 (16°), gradul de radialitate al turbinei $\delta = D_1/\overset{*}{D_2}$.

Calculul turbinei se efectuează prin determinarea succesivă a următoarelor mărimi:

1. Coeficientul de debit $\varphi = C_{2m}/u_1$

$$\varphi = \sqrt{\left[\psi - \frac{1}{\cos^2\alpha_1}\left(\frac{1}{\mu_s} - 1\right) - 2 + \frac{1}{\delta^2}\right]\mu_R - \frac{1}{\delta^2}}$$

2. gradul de reacțiune $\rho_T = \Delta i_{i2}^{R}/\Delta i_{i2}^{\prime ST}$

$$\rho_T = 1 - \frac{1}{\psi \cdot \eta_s \cos^2 \alpha_1}$$

3. turația specifică η_s (pentru turbina pur radială)

$$u_s = \frac{28{,}454}{\delta \sqrt[4]{\psi}} \sqrt{\frac{\varphi}{\varepsilon}} \sqrt{\frac{1 - \eta_s (1 - \rho_T)\,\sigma}{[\psi - (2 + \varphi^2)\sigma]\,[1 - (1 - \rho_T)\,\sigma]^{\frac{k}{k-1}}}}$$

unde $\sigma = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

și

$$\varepsilon = \frac{P_{0c}}{P_2}$$

Pentru a satisface cerința unor pierderi reduse în rotor este de dorit ca discul de acoperire al rotorului să aibă o conicitate care să nu depășească o valoare limită $\gamma_M \cong 20°$. Între conicitatea limită și gradul de radialitate al turbinei δ_M există o dependență prezentată în lucrare sub formă grafică.

3″ — Turația specifică pentru turbina cu ieșire axială

$$n_{s,RO} = n_s\, k_\sigma$$

unde

$$k_\sigma = \sqrt{2\, \tau_2 (1 - k_N\, \delta^2)},$$

și

$$k_N = D_N/D_1$$

4. Căderea izentropică $\Delta i_{i2}^{\prime ST}$

$$\Delta i_{i2}^{ST} = \frac{k}{k-1}\, z\, R\, T_{0c} \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$$

5. Masa specifică la intrarea în rotor:

$$P_1 = A\, \frac{P_{0c}}{zRT_{0c}},$$

unde $A = \frac{(1 - B)^{\frac{k}{k-1}}}{1 - \eta_s B}$,

$$B = (1 - P)\, \Delta i_{i2}^{\prime ST}\, \frac{k-1}{k}\, \frac{1}{zRT_{0c}}$$

6. Turația turbinei rezultă din

$$n = n_s \sqrt{\frac{\rho_1}{m} (\Delta i_{i2}^{\prime ST})^{3/2}}$$

7. Viteza periferică relativă la diametrul D_1

$$U_1 = \sqrt{\frac{2}{\psi}\, \Delta i_{i2}^{\prime ST}}$$

Valoarea calculată a lui u_1 trebuie verificată sub aspectul de rezistență a rotorului și din punct de vedere al vizitei critice de scurgere. Pentru o turbină cu intrare radială ($\beta_1 = 90°$) viteza periferică poate fi corelată cu coeficientul de viteză $\chi = c_1/c_1$ critic:

$$u_1 = \lambda \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{2k}{k+1} ZR\, T_{0c}}$$

Din această relație se poate determina valoarea lui χ și deduce dacă la scurgerea prin rotor se va atinge regimul critic.

8. Diametrul rotorului

$$D_1 = \frac{60}{\pi}\, \frac{U_1}{n}$$

56

9. Lungimea paletei la intrarea în rotor

$$l_1 = k\Psi \frac{D_1 n_5^2}{\text{tg}\ \alpha_1},$$

unde

$$k\Psi = \frac{3{,}083 \times 10^{-4}}{\tau_1} \sqrt{\psi^3};$$

Se recomandă $(l_1/D_1) = 0{,}07 \ldots 0{,}1$.

10. Dimensiunile de ieşire ale rotorului

$D_2 = \frac{D_1}{\delta}$; $l_2 = \frac{D_2}{4\tau_2}$ la turbina pur radială şi

$D_2 = k\delta_N D_1$; $D_N = k_N D_1$ la turbina cu ieşire axială,

unde

$$k\delta_N = \sqrt{\frac{2}{\delta^2}}$$

11. Unghiul de ieşire din rotor

$$\text{tg}\ \beta_2 = \varphi\delta$$

la turbina pur radială şi

$$\text{tg}\beta_2 = D/D^*$$

pentru turbina cu ieşire axială

12. lăţimea rotorului

$$X = (0{,}25 \ldots . 0{,}40)\ D_1$$

13. Randamentul periferic al turbinei

$$\eta_u^* = \frac{2}{\psi}$$

În lucrare se prezintă tabele şi nomograme care permit efectuarea rapidă a calculelor enunţate şi obţinerea într-un timp relativ scurt a informaţiilor privind dimensiunile fundamentale ale turbinei şi randamentul acesteia. Metoda prezentată a fost verificată cu bune rezultate pe turbinele realizate de atelierul mecanic 1 din Brno. Astfel turbina de destindere EXT — 80 — RZ care lucrează într-o instalaţie de fracţionare a aerului, deci la temperaturi joase, unde aerul nu poate fi considerat un gaz perfect, realizează la regimul calculat un randament total izentropic de 87,5 ± 2,8%.

D. Taraza

Trade and Technical Picture Service

Un nou sistem de automatizare a strungurilor revolver cu comandă manuală

Fotografia reprezintă un strung revolver de tip Ward 3 A prevăzut cu un nou sistem de control destinat automatizării strungurilor revolver manuale, în timpul probelor efectuate la uzinele constructoare (fig. 1).

Se afirmă că această transformare măreşte posibilităţile de utilizare ale maşinii, micşorează timpii de lucru, simplifică operaţiile de întreţinere şi reduce uzura sculei datorită preciziei şi vitezelor relativ mari de alimentare. Precizia de lucru este garantată în limitele a 0,0127 mm. Constructorul afirmă că un muncitor de calificare înaltă sau medie poate controla simultan 5 asemenea strunguri transformate. Acest sistem permite de exemplu unui strung ,,Ward 3 A" să preia o bară de material de 2" (50,8 mm) conferindu-i astfel capacitatea unui strung ,,Ward 7". În acest mod întreprinderile mici îşi pot permite utilizarea maşinilor cu comandă programată. La strungurile mari la care automatizarea cutiilor de viteză este impracticabilă, se prevăd motoare cu thyristori cu viteze preselectate programabile. Maşinile transformate pot fi uşor comutate pe comandă manuală întrucît manetele de control nu sînt afectate de transformare. Controlul principal asigură funcţionarea manuală, automată şi complet automată, într-un ciclu sau în cicluri repetate.

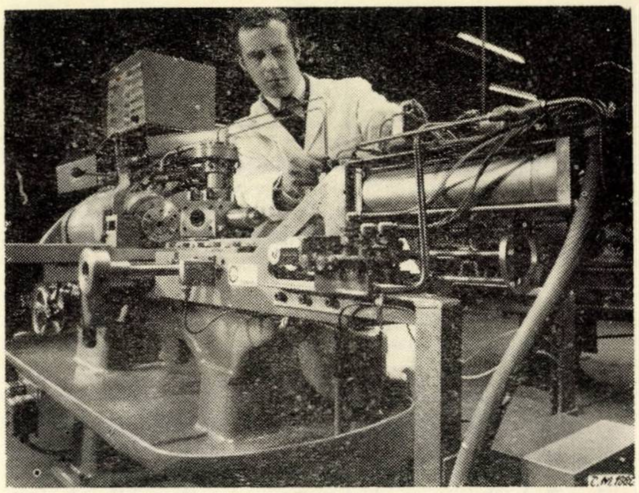


Fig. 1

D. Taraza

Un sistem de transportor britanic, ieftin şi versatil

Se prezintă un sistem de transportor ieftin, versatil, care funcţionează liniştit este uşor de întreţinut şi poate fi ajustat şi modificat deoarece asigură coturi standard pînă la raze minime de curbură de 0,30 m atît în plan vertical cît şi în plan orizontal fapt ce îi conferă o mare flexibilitate.

Transportorul este realizat dintr-o bandă de oţel de înaltă rezistenţă în forma unei bucle închise; între articulaţiile alăturate sînt plasate blocuri cu pivoţi turnaţi din bronz cu mangan în vederea eliminării contactelor punctiforme şi asigurarea unei suprafeţe de sprijin eficiente în cazul unor mişcări relative importante. Transportorul se deplasează într-o cale complet închisă proiectată special pentru eliminarea cuplajelor cu fălci şi pentru asigurarea unui mers liniştit. Calea poate fi suspendată sau sprijinită pe podea (fig. 1).

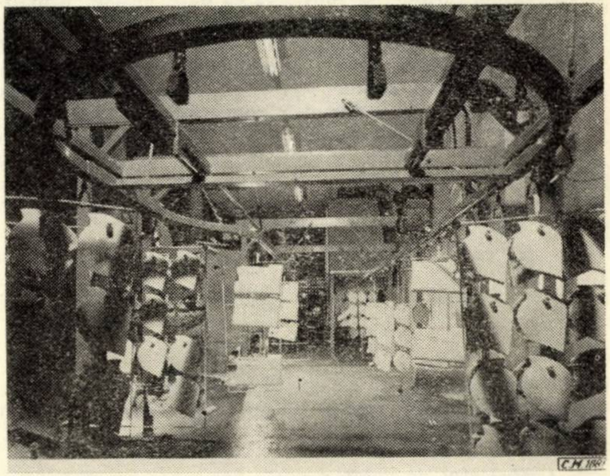


Fig. 1

Acest transportor poate fi încărcat şi în timpul mersului, capacitatea lui nominală fiind de circa 35 kg pe articulaţie. Această capacitate poate fi însă dublată prin utilizarea unor bare de rigidizare. El este acţionat printr-o unitate de tip liniar echipată cu un motor de 0,5 CP şi un variator de turaţie pînă la raportul 5 : 1. Acţionarea mai cuprinde un limitator de cuplu reglat la o sarcină maximă de 435,5 kg pentru menajarea transportorului de suprasarcini.

D. Taraza

Recenzie

M. V. STOROJEV şi E. A. POPOV. **Teoria prelucrării metalelor prin presare** (Teoriia obrobotki metallov davleniem). Sub redacţia : Izdatelistvo Maşinostroienie, Moskva 1971, 415 pag.

Cartea cuprinde elementele de bază ale teoriei prelucrării metalelor prin presare la rece, adresîndu-se în egală măsură specialiştilor şi cercetătorilor în domeniul presării în general. Aflată la a treia ediţie, lucrarea tratează problemele cele mai importante ale teoriei deformării plastice.

În capitolul I sînt prezentate noţiunile de bază ale teoriei deformării plastice la rece — începînd cu noţiunea de deformare la mono şi policristale, continuînd cu elemente de teoria dislocaţiilor şi încheind cu aspecte ale influenţei presării asupra structurii şi proprietăţilor fizico-mecanice ale metalelor. Comparativ cu ediţiile precedente, în acest capitol se prezintă mult mai pe larg conceptul de deformare prin prisma teoriei moderne a dislocărilor.

După ce în capitolul II sînt prezentate în mod succint probleme ale influenţei temperaturii şi vitezei asupra rezistenţei de deformare, în capitolul III autorii analizează pe larg starea de tensiune, iar în capitolul IV starea de deformaţii.

Capitolul V cuprinde condiţiile de plasticitate şi bazele analizei proceselor de deformare. Aici sînt evidenţiate legăturile dintre tensiuni şi deformaţii, iar în baza teoriei similitudinii, sînt analizate frecările ce apar în timpul deformărilor plastice.

Dintre metodele pentru determinarea forţei şi lucrului mecanic de deformare, autorii prezintă în capitolul VI metoda liniilor de alunecare, metoda rezistenţei şi metoda lucrului mecanic total. Alegerea uneia din metode este determinată de anumite condiţii care se prezintă la sfîrşitul acestui capitol.

În capitolele VII şi VIII se prezintă aplicaţii ale teoriei plasticităţii la operaţiile de bază cunoscute la prelucrarea prin presare la rece. Pe lîngă problemele legate de deformările volumice, sînt analizate în mod amănunţit aspectele particulare ale prelucrării prin presare la rece a pieselor din tablă subţire cum sînt : îndoirea, ambutisarea cu şi fără subţierea voită a materialului, răsfrîngerea marginilor, bordurarea, decuparea şi perforarea etc.

Bazată pe cercetările proprii, efectuate la Institutul Bauman din Moscova, şi pe un bogat material documentar (133 ref. bibliografice), cartea aduce o contribuţie de seamă în domeniul teoriei plasticităţii aplicate la rezolvarea problemelor practice de prelucrare mecanică prin presare la rece.

Dr. ing. *C. Iliescu* Ing. *I. Tureac*

Cronică

Scurtă informare privind conferinţa prezentată de prof. T. M. Norén Brandel la Timişoara în martie 1971

1. Prof. T. M. Norén-Brandel, şeful departamentului de sudură de la Institutul regal pentru ştiinţe inginereşti din Stockholm, a făcut o vizită în ţara noastră în cursul lunii martie 1971. Cu această ocazie a prezentat o prelegere cu titlul : „Cîteva caracteristici unitare ale sudabilităţii ca un concept mecanometalurgic" şi a avut convorbiri cu cercetători ai Centrului de sudură şi încercări la oboseală (CSIO) din Timişoara. Ideile şi rezultatele prof. Norén desprinse din prelegere şi din convorbirile purtate constituie cuprinsul acestei informări.

2. Sudabilitatea metalurgică sau comportarea metalurgică la sudare (notată în cele ce urmează cu CMS) este o însuşire caracteristică a metalului de bază. CMS-ul este o însuşire caracteristică poate mai complexă decît alte însuşiri caracteristice, ca de exemplu : însuşirile de rezistenţă, însuşirile de plasticitate, rezistenţa la coroziune. Din cauza acestei complexităţi CMS-ul este divizat în 7 aspecte. Diviziunea se poate face pe bază fenomenologică, rezultînd sistemul CMS I, sau pe baza efectelor respectivelor fenomene, rezultînd sistemul CMS II. În tabela 1 se prezintă cele 2 sisteme, corelate pe orizontală pe baza relaţiei cauză-efect. Aspectele arătate nu sînt independente unele de altele, influenţîndu-se reciproc, respectiv avînd o serie de lucruri comune. Aceasta determină unitatea conceptului de CMS, ca însuşire caracteristică a metalului de bază şi, în acelaşi timp, face imposibilă aprecierea CMS-ului printr-o metodă unică de investigare. CMS trebuie deci determinat printr-o diversitate de metode experimentale, selectate conform aspectelor semnalate, luînd în considerare relaţiile reciproce dintre aceste aspecte.

Elementele comune oricărui proces metalurgic la sudare sînt :

a. În sudură, privită ca un complex format din cusătură, zonă influenţată termic (ZIT) şi metal de bază, există totdeauna tensiuni triaxiale de natură termică.

b. Reacţiile metalurgice din zonele sudurii sînt intense datorită tensiunilor termice triaxiale.

c. Elementele ce influenţează în mod preponderent relaţiile metalurgice din zonele sudurii sînt 4 elemente nemetalice, cunoscute sub numele de elemente „SHOC" de la iniţialele lor : sulf, hidrogen, oxigen şi carbon. Elementele de aliere metalice au şi ele o influenţă asupra reacţiilor metalurgice, însă secundară faţă de elementele „SHOC".

Pentru a ilustra creşterea intensităţii reacţiilor metalurgice în procesele de sudare se prezintă două exemple :

— Precipitarea carburilor în oţeluri cu 0,03%C începe după 10 ore la temperatura de 600°C atunci cînd se urmăreşte fenomenul pe epruvete netensionate încălzite în cuptor. La sudare însă, sub acţiunea tensiunilor termice triaxiale, carburile se precipită după mai puţin de 1 min.

— Apariţia fazei σ într-un oţel austenitic începe după o încălzire la 700°C timp de 1000 ore. În procesele de sudare, detectăm faza σ în ZIT după numai 10 s.

Este însă o situaţie în care tensiunile termice triaxiale din zona sudurii par să inhibe reacţia, şi anume în cazuri de coroziune chimică. Este cunoscut faptul că epruvete supuse tensiunilor monoaxiale în mediu corosiv, sînt atacate mai rapid decît epruvete netensionate. Prof. Norén, pe baza unor cercetări de 10 ani efectuate în laboratoarele ESAB, a afirmat că în oţeluri inoxidabile coroziunea nu este afectată de prezenţa tensiunilor specifice proceselor de sudare. Oricît ar părea de paradoxal faptul, experienţele făcute au condus la respectiva concluzie. Nu există o explicaţie a acestui fenomen, şi anume : tensiunile monoaxiale accelerează coroziunea, iar tensiunile triaxiale inhibă acest fenomen. Problema rămîne deschisă cercetărilor viitoare.

3. Un fenomen foarte interesant teoretic, pentru că arată relaţia strînsă dintre diferitele aspecte ale CMS-ului, este acela al coroziunii intercristaline prin oxidare la oţelurile slab aliate. Efectele sale sînt identice cu cele ale coroziunii chimice la oţelurile austenitice ca urmare a precipitării cablurilor de crom. Coroziunea intercristalină prin oxidare (notată în cele ce urmează cu CIO) are o importanţă practică uriaşă, fiindcă se manifestă mai ales la sudurilor recipientelor de presiune cu pereţi groşi şi foarte groşi (50. . .200 mm).

La sudarea oţelurilor slab aliate cu mangan, în ZIT se găseşte austenită reziduală sub forma de lansete dispuse intracristalin (figura 1). Conţinutul în carbon al austenitei reziduale este în jurul a 2—3%, şi ea este nestabilă. În această situaţie, prezenţa lansetelor de austenită reziduală este favorabilă, fiindcă măreşte plasticitatea în ZIT şi, prin capacitatea mare de a dizolva hidrogenul, reduce fragilizarea, da-

Aspectele comportării metalurgice la sudare *Tabela 1*

Nr.	CMS I	CMS II
1	Segregaţii în metalul depus	— Fisurare longitudinală a cusăturii.
2	Fragilizare din cauza hidrogenului în structuri feritice sau martensitice	— Fisurare transversală a cusăturii; fisuri în microvolume ce înconjură porii şi incluziunile nemetalice.
3	Fragilizare din cauza tensiunilor din sudură şi prezenţei hidrogenului	— Fisurare intracristalină pe direcţii adiacente liniei de separaţie dintre cusătură şi *ZIT*; ruperi lamelare (lamelar tearing) în *ZIT*.
4	Clivajul în cusături feritice aflate la o temperatură mai mică decît o valoare critică determinată	— Fisurare intercristalină cu suprafeţe de separare cu topografie caracteristică; fisuri pilot în zonele adiacente rupturii.
5	Fragilizare din cauza instabilităţii termice a unor structuri aflate la temperaturi sub 500° C	— Fisuri intercristaline în cusătură sau în *ZIT*, datorită efectelor corelate între deformări plastice locale şi temperaturi suficient de înalte pentru a cauza fenomene de îmbătrînire.
6	Fragilizare din cauza instabilităţii termice a unor structuri aflate la temperaturi peste 500° *C*	— Fisuri intercristaline cu caracter fragil, datorită temperaturilor înalte; fisuri interscristaline datorită licuaţei la marginea grăunţilor cristalini şi unor fenomene de fluaj.
7	Coroziune la nivele macro sau microgalvanice în structura îmbinării sudate, în zona de trecere de la cusătură la *ZIT*, în *ZIT* sau chiar în metalul de bază neinfluenţat termic	— Fisuri de coroziune în cusătură, în *ZIT* sau chiar în metalul de bază neinfluenţat termic.

torită soluţiei suprasaturate de hidrogen în structurile cu solubilitate redusă faţă de acestea. Dacă însă sudurile, împreună cu întreaga structură, sînt supuse unui tratament de detensionare la circa 600°C, austenita începe să se descompună în ferită şi carburi. Carburile dispuse în straturile intergranulare provoacă fragilizarea ZIT. La încălziri îndelungate în cuptoare cu atmosferă activă, oxigenul pătrunde prin capilaritate în straturile intergranulare şi oxidează aceste carburi. În felul acesta, pe lîngă fragilizare, apare şi o slăbire a legăturilor dintre grăunţii cristalini, reducîndu-se rezistenţa structurii prin scăderea secţiunii active a pereţilor.

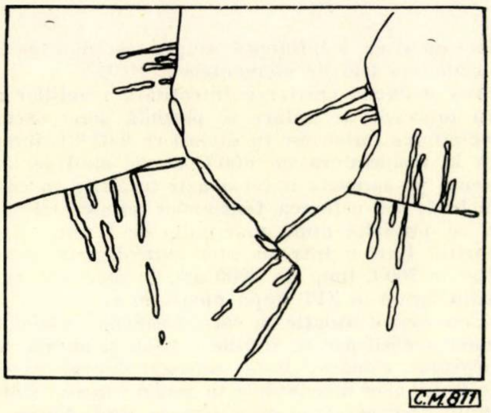


Fig. 1

Fenomenul descris a provocat distrugeri ale unor recipiente sub presiune. Se citează cazul unui recipient cu pereţi de 150 mm grosime, care, în urma detensionării, a prezentat oxidări pe adîncimi de circa 90 mm. Astfel la proba de presiune hidraulică efectuată imediat după detensionare, recipientul a crăpat, pentru că din secţiunea de 150 mm rămăsese activă o porţiune de numai 60 mm. Recipientul era construit din oţel slab aliat cu mangan.

Fenomenul poate fi evitat prin mai multe măsuri :

a. Renunţarea la tratamentul de detensionare. Aceasta este în contradicţie cu prescripţiile referitoare la recipientele sub presiune. Prof. Norén a semnalat faptul că în Suedia asemenea prescripţii datează în 1935, cînd nu se construiau recipiente cu parametri ridicaţi, şi oţelurile slab aliate cu mangan nu erau cunoscute. Neputînd revizui respectivele prescripţii, o firmă suedeză a fost nevoită să abandoneze producţia de recipiente sub presiune, din cauza defecţiunilor ce apăreau la detensionare.

b. Efectuarea tratamentului de detensionare în cuptoare cu atmosferă controlată. În acest caz se evită acţiunea de oxidare, însă fragilizarea datorită prezenţei carburilor rămîne. Trebuie deci încercat în ce măsură fragilizarea afectează buna funcţionare a structurii respective.

c. Detensionarea la o temperatură mai scăzută, la care descompunerea austenitei reziduale să nu aibă loc. Într-o asemenea ipoteză este necesar ca să se determine temperatura potrivită şi, prin scăderea temperaturii, să fim conştienţi că tensiunile interne vor persista într-o măsură mai mare în structură.

4. În structurile sudate ruperea fragilă apare datorită multor factori. Aşa cum s-a arătat, coroziunile chimice sau prin oxidare sînt cauze ale ruperilor de acest gen. Scăderea temperaturii de exploatare este un alt factor. În legătură cu el se pune problema determinării temperaturii de iniţiere a ruperii fragile ϑ_c. Există astăzi multe metode propuse, dintre care unele acceptate şi larg folosite, pentru ϑ_c. De exemplu, prin măsurarea rezilienţei pe epruvete Charpy V (notată în cele ce urmează cu *KV*) la diferite temperaturi, se consideră că acolo unde $KV = 2{,}8$ m kgf/ $= 3{,}5$ m kgf/cm^2, temperatura este tocmai ϑ_c. Alţii consideră că la ϑ_c, aspectul ruperii epruvetei de rezilienţă trebuie să fie 50% cristalin. Sînt însă şi alte multe metode ce ar putea servi drept exemplu.

Prof. Norén descrie o altă metodă pentru determinarea lui ϑ_c, bazată pe tensiunea nominală de clivare σNc. σNc se determină cu epruvete încrestate încercate la tracţiune la diferite temperaturi. Astfel, concentratorii de tensiune creaţi introduc puternice stări de tensiuni triaxiale şi ruperea epruvetelor are un caracter fragil. Concentratorii de tensiune se pot crea prin multe metode. De exemplu se poate depune prin sudare pe marginile epruvetei un strat foarte fin de fontă. Se poate face o crestătură prin tăiere, iar fundul crestăturii se ascute comprimînd epruveta înainte de încercare. Cu ajutorul epruvetelor se determină curba σNc în funcţie de temperatura de încercare ϑ (fig. 2). De altă parte, cu epruvete obişnuite se obţine relaţia limita de curgere σ_c ca funcţie de ϑ. Cele două curbe se intersectează într-un punct a cărui abscisă este ϑ_c. Se vede că la temperaturi mai mici decît ϑ_c ruperea se produce sub valoarea lui σ_c, iar peste ϑ_c, ruperea are loc după depăşirea lui σ_c, adică cu deformare plastică prealabilă. La temperatura unde σNc se apropie de palier avem temperatura de la care, în sus, ruperea se produce prin destrămare ϑ_s. Între ϑ_c şi ϑ_s, este domeniul ruperii semifragile.

Dacă în aceeaşi diagramă se trasează şi $KV = f(\vartheta)$, se observă cà la $\vartheta = \vartheta_c$, corespunde un $KV \simeq 1$ m kgf. Criteriul $KV = 2{,}8$ mkgf ne dă o temperatură $\vartheta_c > \vartheta_c$, adică ne conduce la o temperatură mai mare decît ,,adevărata temperatură de iniţiere a ruperii fragile''. Criteriul rezilienţei ne oferă deci un coeficient mare de siguranţă.

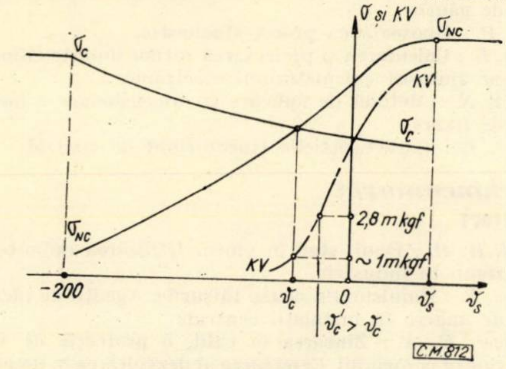


Fig. 2

Examinînd o rupere observăm că în jurul ei, cu o densitate mai mare sau mai mică, există fisuri (figura 3) numite ,,fisuri pilot''. Aceste fisuri pilot aleargă în faţa ruperii propriu-zise servind drept călăuză. Examinînd densitatea fisurilor pilot (notată în cele ce urmează cu *DFP*) în funcţie de temperatura de încercare ϑ, se constată că aceasta creşte pînă în punctul de intersecţie a lui σ_c cu σNc (figura 4).

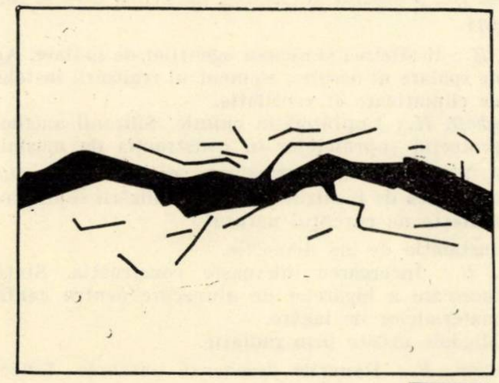


Fig. 3

Creşterea *DFP* în intervalul $\vartheta_s \ldots \vartheta_c$ se explică prin aceea că o dată cu scăderea temperaturii materialului devine tot mai fragil şi fisurile pilot se înmulţesc. La scăderea în continuare a lui ϑ ($\vartheta < \vartheta_c$), *DFP* scade din nou. Explicaţia fenomenului este următoarea: orice fisură pilot se produce la intersecţia dintre undele elastice de propagare a solicitării şi frontul de unde ce precede ruperea. O dată cu scăderea temperaturii creşte viteza de propagare a undelor elastice şi deci intersecţiile lor cu frontul de unde al ruperii devin tot mai puţine. Nu trebuie considerat că ar fi o singură curbă a distribuţiei *DFP* pe temperatura ϑ fiindcă fenomenele sînt diferite în intervalele $\vartheta > \vartheta_c$ şi $\vartheta > \vartheta_c$. Este mai bine să considerăm *DFP* reprezentat de 2 curbe (*1* şi *2* în figura 4), care se întîlnesc la $\vartheta = \vartheta_c$, adică la aceeaşi abscisă ca şi a punctului de intersecţie între $\sigma c = f(\vartheta)$ şi $\sigma Nc = f(\vartheta)$.

Rezultă deci că temperatura de iniţiere a ruperii fragile este caracterizată prin cel puţin *3* fenomene; şi anume: *a*) curbele $\sigma_c = f(\vartheta)$ şi $\sigma Nc = f(\vartheta)$ se intersectează într-un punct cu abscisa $\vartheta = \vartheta_c$;

b) curba $KV = f(\vartheta)$ ajunge la valori în jurul a 1 m kgf la $\vartheta = \vartheta_c$; *c*) curbele $DFP = f(\vartheta)$ se întîlnesc într-un punct cu abscise $\vartheta = \vartheta_c$.

Concluzia este că ϑ_c se poate determina urmărind experimental oricare dintre aceste *3* fenomene.

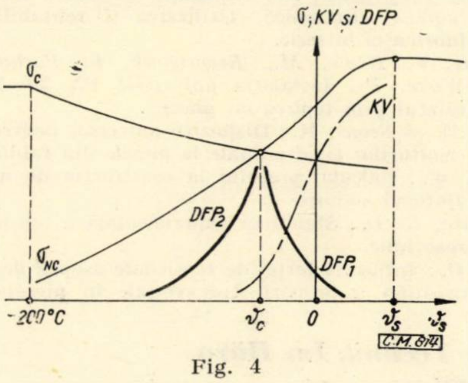


Fig. 4

5. Referitor la noi tipuri de oţeluri pentru structuri sudate, prof. Norén a menţionat două aflate în curs de cercetare: *a.* Oţelul inoxidabil cu *13* %Cr şi 6% Ni cu matrice duplex: martensită şi austenită stabilă. Austenita este în proporţie de 30%. Acest oţel se foloseşte mai ales la construcţia turbinelor hidraulice şi poate fi sudat fără preîncălzire din cauza austenitei stabile ce îi conferă o plasticitate suficientă. El este superior oţelului cu 13% Cr, care se căleşte în aer şi este foarte greu de sudat. Cercetările viitoare tind ca oţelul duplex să aibă circa 75% austenită, şi conţinutul în carbon să fie cît se poate de scăzut. Se obţine astfel un oţel uşor de sudat şi care se întăreşte sub influenţa şocurilor locale.

b. Oţelurile aperlitice cu $C \leqslant 0{,}03\%$ şi cu un conţinut în Mn de 2,5% 3,5%, respectiv 4,5%. Aceste oţeluri se autocălesc, însă martensita care rezultă nu mai este tetragonală. Din acest motiv ea are o plasticitate bună şi în ZIT se poate admite 100% martensită. Este o problemă deschisă a cercetării de a distinge ,,martensita cu puţin carbon'' de aceea numim în mod obişnuit martensită.

Dr. ing. ***Tr. Sălăgean***

Revista revistelor

Feingerätetechnik

nr. 3/71

(Tehnica aparatelor de precizie)

Lotze, W.: Probleme privind definiţia măsurii şi eroarea sistematică în tehnica măsuratului de lungimi.

Neumann, K.: Dezvoltarea şi construcţia aparatelor pentru stabilirea siguranţei în funcţionare a elementelor componente electronice pasive.

Fieller, O.: Tendinţele de dezvoltare a tehnologiei ,,Sputtering'' şi aplicarea lor în electronică.

Heibig, A.: Tehnica iluminatului în programul de dezvoltare al cadrelor didactice din institutele superioare şi medii tehnice privind construcţia de aparate ştiinţifico-optice.

Weisleder, W.: Cercetări tehnice de măsurare cu un nou fotometru (de flux luminos) asemănător unei sfere.

Goldbach, G.: Receptor de radiaţii, în special receptorul cu semiconductori.

Bienias, M. şi *Hannemann, I.*: Cercetarea lunetelor autocolimatrice.

Wolosov, S. S.: Sistem de măsură şi control după valori centrale luate la întîmplare privind prelucrarea pieselor detaşate pe polizoare fără centru.

Markow, N. N.: Influenţa erorii de măsurat asupra rezultatului de măsurătoare şi asupra alegerii mijloacelor de măsurat.

Halm, G. : Aparat pentru măsuratul tensiunilor reziduale de suprafaţă de prima categorie la inele de oţel călit cu secţiune simetrică.

Krause, W. : Comportarea din punct de vedere al zgomotelor a roţilor dinţate cilindrice tăiate prin freză cilindrică ale tehnicii aparatelor de precizie.

Tietz, H. D. : Raport asupra celui de al 5-lea congres din Budapesta privind examinarea materialelor.

Shweisstechnik—Berlin (R.D.G.)

nr. 1/1971

Prolist, R. : Probleme tehnologice şi metalurgice la sudura ,,UP'' a oţelurilor austenitice CrNiMo.

Richter, F. : Coeficienţii de trecere la metale în arcul de sudură al electrozilor îmbrăcaţi.

Schiller, S., Heisig, U. şi *Jösch, G.* : Comportarea razelor electronice în prevacuum.

Wiesner, P. şi *Seiler, D.* : Instalaţie de sudură ZIS 577 cu radiaţie electronică. Utilizarea şi rentabilitatea la fabricaţia în serie.

Ardenne, V. Hoase, M., Roggenbuck, L. Pochert, R. şi *Wiere, P.* : Instalaţia universală PA 20—2 pentru tăiatul prin topirea cu plasmă.

Lohse, D. şi *Seeger, K.* : Dispozitiv universal pentru sudura cusăturilor longitudinale la piesele din tablă subţire.

Hoppe, W. : Calculul preţului la construcţia de maşini cu ajutorul sudurii.

Röbenack, K. D. : Stabilirea experimentală a tensiunilor de reacţiune.

Heinz, O. : Influenţa forţei de tensionare asupra desfăşurării în timp a formării transversale în piesele sudate.

Neue Technik Im Büro

nr. 3/1971

Bürger, E. — Tratamentul informaţiei şi progresul ştiinţificotehnic.

Teresniak, H. : Utilizarea ordinatorului electronic daro-Cellatron C 8205 ca examinator.

Gropp, J. : Înregistrarea automată a informaţiei pentru planificarea materialelor.

Matthiala, W. : Condiţiile şi imperativele ridicate la punerea în dispoziţie a datelor pentru o organizare orientată spre benzi perforate.

Smers, H. : Sursele erorilor pentru înregistrarea datelor.

Stellmacher, G. : Aparatul Pentacop 100 pentru termocopiere.

Gépgyártás Technológia

nr. 6/1971

Romvari, P. şi *Pazsit, J.* : Proiectarea şi fabricaţia structurilor sudate combinate.

Naderi, H. şi *Szucz, T.* : Posibilităţile tehnologice ale sudurii electronice.

Bencsik, L. : Sudarea barelor de oţel.

Berger, H. : Sudarea verticală cu bioxid de carbon cu ghidare pozitivă.

Michalsky, P. : Aplicarea sudurii prin fricţiune.

Köver, K. : Fabricarea experimentală a cabinelor de mase plastice.

Laszlo, J. : Cabine din mase plastice.

nr. 7/1971

Kovacs, I. : Obiectivele dezvoltării tehnice în al 4-a cincinal.

Pálmai, Z. : Date suplimentare recente asupra prelucrabilităţii oţelului deoxidat.

Sinko, J. : Dispozitiv automat de încărcare-descărcare pentru piese în formă de disc.

Brenner, J. A. : Noua tehnologie de fabricaţie a cazanelor cu pereţi-membrană.

Prakfolvi, E. : Examinarea reacţiilor la emailarea fontei.

Kalona, J. : Introducerea în tehnologia cu comandă program.

GÉP

nr. 7/1971

Bosznay, A. : Un model dinamic pentru fenomenul skip-slip.

Baràti, I. : Analiza rigidităţii statice a coloanei maşini radiale de găurit.

Berke, P. : Oboseala ca proces stochastic.

Kovacs, L. : Calcularea şi proiectarea roţilor dinţate cilindrice cu ajutorul calculatorului electronic.

Parducz, N. : Metodă de aplicare şi dimensionare a inelelor de fixare.

Horvath, L. : Caracteristicile traectoriilor de control.

Maschinenmarkt

nr. 29/1971

Einfeld, H. H. : Banii stau în video. Utilizarea radio-televiziunii în industrie.

Gröschel, E. : Emulsiunile răcesc tăişurile. Agenţii de răcire şi de ungere în instalaţii centrale.

Sehlmeyer, E. A. : Zincarea la cald, o protecţie de viitor contra coroziunii. Cercetarea şi dezvoltarea în domeniul zincării la cald.

— Două probleme, un singur mijloc de exploatare. Pîsle de azbest impregnate cu răşini sintetice izolează şi nivelează plăcile de încălzire ale preselor la cald.

Enke, C. G. : Coroziunea, duşmanul nr. 1 a cazanelor. Coroziunea în instalaţiile de cazane şi prevenirea ei. Colocviul al 172-lea ,,Dechema'', Frankfurt/M.

Riemer, M. : Aşchiile în fluxul de materiale. Transportul complet automat al aşchiilor, direct de la unealtă la buncăr şi probleme care se pun.

— Semnalizare prin presiune şi transmitere la releu.

Struss, F. J. : Fiecărei sudări aparatura corespunzătoare. Consideraţii principiale asupra dispozitivelor de sudură cu gaz protector şi electrod de sîrmă, care se topeşte.

nr.30/1971

Möller, H. : Încălzirea şi răcirea agenţilor de spălare. Agenţii de spălare ai aerului, element al realizării instalaţiilor de climatizare şi ventilaţie.

Benninghoff, H. : Luptători în chimie. Siliconii ameliorează protecţia suprafeţelor în construcţia de maşini.

Ermeler, W Spaţiul de ardere este corespunzător flăcării. Secţiunea de încălzire în cazul utilizării suprapresiunii scuteşte de curentul natural.

— Instalaţia de ars deşeurile.

Kunda, B. : Încercarea înlesneşte construcţia. Staţie de încercare a lagărelor de alunecare pentru calificarea materialelor de lagăre.

— Migdale uscate prin radiaţie.

Buschmann, E. : Renurile desenează parabole. Defecte la trefilarea aluminiului.

— Granulaţie mare şi formarea de parabole.

— MoS_2 diluat pentru formări dificile prin presare.

Herholz, H. : Lupta contra utilizării eronate a prelucrării electronice a datelor. Introducerea unei prelucrări integrate a datelor într-o întreprindere mică.

Alt, R. : Dezechilibrarea nu este dorită. Stabilirea de noţiuni pe tema ,,Echilibrarea'' (centrarea) şi prezentarea unui traductor electrodinamic.

Meeks, D. şi *Müller, H.* : Se speră că nu iese aşa cum intră. Amortizarea sunetului la sisteme cu medii curgătoare.

— Plăci cu dublă convecţiune.

nr. 32/1971

Kilian, H. J. : Înălţimi comandate de tiristori. Acţionări ale dispozitivelor de ridicare din macaralele şantierelor de construcţii reglate electric.

— Cu plomba pe acoperiş.

Poliacek, J. : Mărimea nu este tot.
Al. 16. Tîrg internaţional de maşini de construcţie 1971.

Bauer, E. : Măsurătoarea dezvăluie adevărul. Solicitarea unor lanţuri cu articulaţii sprijinite în trei puncte, măsurată şi calculată.

Symann, H. G. : Ca o articulaţie cardanică, însă elastică. Utilizarea cuplajelor elastice dintre arbori.

Enke, C. G. : Automatizarea fabricilor mijlocii şi mici ,,JNEL 71". Tîrgul internaţional din Basel pentru electronică industrială.

Seeber, R. : Vibraţie după dorinţă. Alternative în construcţie : cilindru vibrator sau placă vibratoare.

— Construcţii de lemn cu calitate garantată de ingineri.

nr. 33/1971

Hesse, M. : Comanda măsurătorii optimizează cursul fabricaţiei. Un dispozitiv electronic pentru comanda măsurătorii compensează diferenţele neregularităţilor piesei de prelucrat la şlefuitul circular.

Multrus, V. şi *Freytag, K.* : Măsuratul şi comanda cu ajutorul aerului.

— Diamantul îngropat în metal şlefuieşte oţelul rapid.

— Tehnica avînd comandă numerică (NC) este de zece ori mai rapidă. Rezultatele raţionalizării în fabricaţii datorită tehnici ,,NC".

Skupin, L. : Uşurarea calculării la piesele din PVC. Însuşiri mecanice ale PVC-ului în starea de solicitare multiaxială.

Gehring, R. : Acţionarea în două puncte reprezintă economie de spaţii şi eliminarea jocului.

— O economie anuală de 76 000 mărci. Un material de lipit anerob înlocuieşte piuliţele din poliamid.

nr. 34/1971

Heitmann, H. G. : Magneţii purifică apa. Filtre electromagnetice pentru înlăturarea impurităţilor feromagnetice din apele industriale.

— Semnale ale domeniului microscopic. Exemple edificatoare privind vătămări ale materialelor în exploatarea centralelor şi indicaţii pentru prevenirea lor.

Reinert, V.: Recipienţi de reactori nucleari bucuroşi de a fi inspectaţi. Colocviul tehnic al 5-lea din München privind chestiunea asigurării.

Bergmann, J. : Cumpăratul maşinilor se poate manipula? Cu privire la un diriguitor al producţiei în domeniul bunurilor de investiţie.

Weis, H. : Mulţi vorbeau despre protecţia sferei înconjurătoare Intherm' 71. Tîrgul internaţional privind instalaţiile de ardere cu ulei şi cu gaze.

nr. 35/1971

Roth, W. : Grosime egală în laminatul la cald. Laminoare cu topire a foliilor şi straturilor de acoperire.

Rheinfeld, D. : Greutatea redusă costă timp de răcire. Turnarea prin stropire a termoplastelor cu conţinut de material de expansiune.

— Durată mai mare cu bimetal.

Laumann, H. J. : Prevenirea este mai bună decît lecuirea.

Tschepe, M. : Părţi umbrite ale insulelor luminoase. Cum se pot evita insulele luminoase în ateliere.

— Cei care prelucrează caută economie. Al 13-lea congres german (Mainz) privind materialele plastice.

nr. 36/1971

Rüsch, F. : Caracteristica : Consum redus de căldură. Instalaţii de uscat a produselor care se scurg. Construcţia şi funcţionarea.

Schünemann, J. : Tehnică a procesului fără instalaţii chimice. Tîrgul din Lipsca 1971.

— Metale rare utilizate tot mai des.

— Reflexii privind procesul. Refractometrul în tehnica procedurii:

Collin, H. : Construcţia nu este creaţie. Utilizarea metodelor sistematice de construcţie la confecţionarea aparatelor. 20% economie de material. Oţeluri conţinînd CrNi şi CrNiMo sînt ameliorate tot mai mult în scopul utilizării lor la confecţionarea aparatelor din chimie.

Mertens, R. : Uscare rapidă, protejînd în acelaşi timp produsul. Multe procedee se oferă pentru uscarea la vacuum a produselor care se scurg.

— Granulatorul valorifică reziduurile. Măcinarea bucăţilor de polistirol expandabil.

nr. 37/1971

Bast, F. : Cafea din automate. Scurgerea automată de material în depozite sau încăperi de expediţie a unor materiale valoroase.

— Instalaţia pneumatică rezolvă problema încărcării de şarje.

Schultheis, W. : Cîte nu vibrează? Transportorul prin vibraţii oferă multe avantaje în industria alimentară.

Kasten, F. : Mijloace de transport : Sistemele se simplifică. Tîrgul din Lipsca 1971.

Cosoroabă, V. : Supapa cu două plăci reduce depresiunea din cilindru. Influenţa construcţiei supapei asupra dinamicii şi asupra procesului de umplere şi evacuare la compresoarele cu piston.

Saling, K. H. : Rutina trebuie lăsată maşinii. Prelucrarea datelor în construcţie; unde ne găsim astăzi?

Pfestarf, H. : Sînt importante şi însuşirile de rezistenţă în cazuri anormale. Paliere de alunecare la pompele hidraulice.

nr. 38/1971

Wilke, H. : Investiţiuni pe muchie de cuţit. Bilanţul energetic, un ajutor pentru luarea de hotărîri în întreprinderi industriale.

Reinert, W. : Conştienţi de problema aerisirii. A 6-a expoziţie internaţională din Frankfurt pentru tehnica sanitară, de încălzire şi de climatizare.

Windecker, H. : Sfîrşitul unei prejudecăţi. Agenturile de publicitate nu sînt doar pentru cei mari din industria obiectelor de investiţii.

Kreutz, K. : A face reclamă în străinătate este altceva. Reclama în străinătate pentru industria obiectelor de investiţii.

— Analiza în două ore. Un analizator de aminoacid pentru alimente şi nutreţ, care lucrează automat.

nr. 42/1971

Burg, H. : Cu mare viteză spre şlefuitul cu mare randament. Polizarea cu mare viteză, procedeu economic în fabricaţie.

— Şi şlefuitul valţurilor au comandă numerică.

— Materialul de răcire şi ungere este bine ales.

Leiseder, L. : Nivelul mondial al rezolvării complexe de probleme. Tîrgul de primăvară din Lipsca 1971.

Schulze, M. : Cît de mare este domeniul de blocare? Calculul aproximativ al blocărilor cu ajutorul pîrghiilor cu articulaţii.

Baltz, E. : Înfăşurarea este o problemă de reglaj. Înfăşurarea, desfăşurarea şi trecerea de la una la alta cu ajutorul acţionărilor de curent continuu.

— Programarea automatizează procesele de fabricaţie.

— Strîngerea (mandrinarea) automată scurtează timpii secundari.

nr. 43/1971

Burk, A. : Important este efectul. Filtre de aer în tehnica aerisirii şi climatizării.

Strauss, H. J. : Minimum de particule în secunde. Bazele tehnice de filtrare şi circulaţie în tehnica filtrării aerului din încăperi.

Heinz, R. şi *Renz, H.* : Un climat sigur pentru instalaţiile de prelucrat datele (EDVA). Instalaţii de climatizare pentru ,,EDVA".

nr. 44/1971

Alt, Chr. : Criteriu de apreciere : timpul specific de lucru. Transformarea energiei în maşini de mărunţit.

— Introducerea în gaz fierbinte. Instalaţii de uscat la temperaturi ridicate în curenţi de aer menajează produsul.

— Osmoza inversă.

Brink, J. A. : Mediul ambiant curăţat de ceaţă. Recîştigarea solvenţilor organici din gazele de ardere.

— Dispozitiv de sterilizare. Filtratul cu aer comprimat în biotehnică.

Schwarz, A. : Nici o teamă de razele roşii. La utilizarea aparatelor cu laseri este importantă în primul rînd protecţia care însă nu trebuie supraapreciată.

Böhm, A. : Turnurile de răcire sînt prea zgomotoase. Reducerea zgomotului la turnurile de răcire mari.

— Efectul antrenării menajează mediul. Pompă cu microdozaj proporţională turaţiei în chimia industrială.

nr. 45/1971

Schmoll, K. : Trei căi rapide de încărcare. Noi instalaţii de încărcare-descărcare în portul Vancouver.
Solo sau în duet. Macarale-partal pe un singur suport cu pisică în unghi utilizabile şi pentru cuplaj.

Bast, F. : Sub un singur acoperiş de hală. Macaralele de încărcat oferă o funcţionare economică în multiple utilizări.
— Macarala pe şenile cu bază mare de sprijin.

Nowak, H. D. : Aer în loc de electroni. Elemente fluidice pentru comenzi digitale.

Saling, K. H. : Cuvîntul ,,cum'' produce efectul. Consideraţii generale asupra utilizării procedeelor ,,EDV'' (Sistem de prelucrare a informaţiilor).

Enke, Ch. Gg. : Combinaţiile de fire sînt şi mai rezistente.
— Paşi mici ai progresului. Al 14 ,,Salon internaţional de la Manutention'' din Paris.

nr. 47/1971

Herholz, H. : Instalaţii pentru prelucrarea datelor în economia actuală. Prelucrarea integrată a informaţiilor, un mijloc pentru dirijarea proceselor de fabricaţie.

Gefahrt, J. : Cîmpi electrici alternativi contra umezelii. Uscarea industrială a lemnului prin înaltă frecvenţă — un important ajutor la raţionalizare.

Oekermann, R. : Compresori cu posibilităţi de mărire. Întreţinerea instalaţiilor de compresori. Achiziţionări, reparaţii sau extinderi.

nr. 48/1971

Michler, K. W. : Forjatul în mai multe trepte reduce preţul de cost. Confecţionarea economică a pieselor forjate la cald în prese cu mai multe trepte.

Burg, H. : Roţi dinţate confecţionate prin laminarea profilată. Precizie mărită — însuşiri favorabile de rezistenţă. Timpi de confecţionare reduşi la laminatul roţilor dinţate.

Hänni, E. : Tăierea muchiilor programată. Realizarea economică a unor ,,familii'' de profile la prese comandate după program.

Finkelnburg, H. : O susţinere din ulei. Paliere hidrostatice la maşinile-unelte.
Construcţia în patru faze este mai mică. Electromotoare pentru acţionarea avansului.

Jünemann, H. şi *Mang, Th.* : Sînt necesare uleiuri combinate. Uleiuri cu durabilitate ridicată pentru angrenaje.
— Cum optimizăm angrenajele? Congresul din Freiburg 1971 privind angrenajele.

Antoriak, J. şi *Smolak, J.* : Întîi încercarea, apoi furnizarea. Instalaţii pentru solicitarea dinamică de încercare a preselor mecanice.
— Prese mecanice asigurate hidraulic.

nr. 49/1971

Ehses, G. : Apa îngreunează cauciucurile autovehiculelor. Umplerea cu apă măreşte greutatea de adeziune a axei de antrenare.

Seeber, R. : Vibraţia afînează şi întăreşte. Diferite criterii îngreunează alegerea dispozitivului corespunzător pentru bătătoritul (compresarea) solului.
— Transplantarea inimei la escavator. Interiorul carcasei la pompa de nisip este conceput a fi scos şi înlocuit după uzură.
— Din autocamion direct în cofraj — la 80 m înălţime. Pompele transportabile de beton trebuie să fie sigure în funcţionare, să ceară puţină îngrijire şi să prezinte o uzură minimă.

nr. 50/1971

Radmer, E. H. : Aditivele fac utilizabile uleiurile necesare aşchierii. Alegerea corespunzătoare a substanţelor din uleiurile de aşchiere este hotărîtoare pentru utilitatea acestora.

Junghanns, W. şi *Hormann, D.* : Timpii neproductivi scumpesc seriile mici. Automatizarea mînuirii uneltelor la producţia cu bucata şi în serie.

Bauer, C. O. : Siguranţa prin sistem. Cuprinderea tuturor condiţiilor esenţiale în legăturile prin înşurubare. Siguranţa începe la şuruburi.

Laubenfeld, H. S. : Aluminiul în combinaţie cu materialele sintetice. Elementele compuse din aluminiu în combinaţii cu materiale sintetice şi modul de combinare.
— Materialele lichide de lipit sub formă de pulberi. Lianţi pe bază de polimetacrilat pentru legături lipite.

nr. 52/1971

Keilbach, H. : În ciuda ciclurilor scurte, piese bune. Variaţia optimă a temperaturii la turnarea prin presare a duroplastului.

Weissler, E. P. : Mase presate din duroplast pot fi turnate prin presare. Turnarea prin presare a maselor de aminoplast.
— Necesară o bună aerisire (evacuare a aerului). Dispozitive pentru turnarea prin presare a termoplastelor conţinînd gaze.

Hamilton, I. : Cînd funinginea este abrazivă. Transmiterea de forţă cu elemente din materiale sintetice.

Kunda, B. : Valoarea modulului se citeşte direct, nu se calculează. O metodă cu aproximaţie pentru dimensiunile angrenajelor cu mai multe trepte.
— Carcasă uşoară ca o spumă. Piesele ,,PUR'' turnate prin reacţie se înmulţesc în construcţia de maşini.
— Rezistenţele de pornire înceată reduc vîrfurile de curent. Rezistenţe de pornire trifazice electronice pentru motoare asincrone.

Barnemann, J. : Vopsitul redus la minute. Amestecător rapid a pulberilor sintetice şi granulelor din materiile de colorat.

nr. 53/1971

Vogelpohl, A. : Gata de funcţionare în cîteva secunde. Uscarea cu ajutorul razelor infraroşii luminoase.
— Mai puţine deşeuri. Materialul PTFE împiedică supraarderea materiei prime pentru plăci ceramice.

Bohnet, M. : Pentru fiecare caz de exploatare situaţia se prezintă altfel. Conceperea dispozitivelor hidrociclonilor pentru repararea corpurilor solide, a lichidelor şi a gazelor.

Bohnet, M. : Pentru fiecare caz de exploatare situaţia se prezintă altfel. Conceperea dispozitivelor hidrociclonilor pentru repararea corpurilor solide, a lichidelor şi a gazelor.

Brandenburg, H. : Să se adapteze suprafeţele presiunii axiale. Compensarea presiunii axiale independent de sarcină la pompele centrifuge.

Ried, G. : Elemente de forţă în automatizare. Supape de închidere cu acţionare automată.
— Transmiterea neliniară a luminii. Conductori de lumină pentru iluminatul la distanţă a tablourilor cu instrumente.

nr. 54/1971

Gauschke E. : Cînd elevatoarele cu furcă sînt de dat la fier vechi. Înlocuirea la timp a elevatoarelor vechi ridică rentabilitatea.

Martin J. : Cum se dezvoltă manipularea mărfurilor? O alegere judicioasă a sistemului este hotărîtoare pentru mersul operaţiei.

Frank F. : Două funcţiuni, o pompă de aer.

Die Maschine

nr. 4/1971

Maier, J. : Utilizarea maşinilor de calculat ,,Programma 101'' la calculul de rupturi ale muchiilor capetelor la roţi dinţate evolventice.

Rappen, A. : Respectarea dimensiunilor cu ajutorul vibrației.
Sievers, R. : Metode și procedee la curățatul prin ultrasunete.
— Formarea metalelor cu ajutorul forței magnetice.
Woebcken, W. : Materiale sintetice ca materiale de construcție.
Enke, Chr. Gg. : Fibre ca armătură și dezvoltarea lor.
— Impresii despre o nouă fabrică de angrenaje.
— Aplicații ale „laser-ului".
Morhard, H. J. : Angrenaje mecanice reversibile cu reglaj continuu cu angrenaje planetare pentru largi domenii de reglaj.
Müller, E. : Reglajul continuu al turajului nu este doar un produs al zilelor noastre.
Heiden, K. A. : Aspecte ale înzestrării moderne hidraulice a mașinilor-unelte
Pohl, A. : Probleme de etanșare și rezolvarea lor.
— Automatizarea prin aer comprimat.
— Cît costă aerul comprimat?

nr. 5/1971

Pohl, A. : Montajul mecanizat și automatizat.
— Aparataje analoge și digitale pentru măsură și reglaj.
— Utilizarea mașinilor de rabotat devine mai universală prin dispozitivele hidraulice de ajustare ulterioară.
Droscha, T. : Construcții turnate economice și de calitate superioară.
— Rețeta nr. 10 : Reguli de construcție pentru piese plane executate din tablă.
— Despre metodele decorative a materialelor din semiconductori.
— Din practica „Fortran" (IV).
Sievers, R. : Metode și moduri de realizare ale curățirii prin ultrasunete (II).
Marhard, T. I. : Asigurarea dispozitivelor de antrenare cu reglaj continuu contra suprasolicitării.
— Transformarea mișcării rotative în mișcare liniară.
— Directive tehnice de execuție a utilajelor industriale hidraulice cu ulei.
— Motor hidraulic puternic pentru tehnica ridicării.
Wuich, W. : Avantajele și utilizarea mașinilor moderne de sudură prin impulsuri datorite condensatorilor.
— Două sisteme pentru locurile de lucru pe bandă Al 40. Tîrgul internațional din Poznan.

nr. 6/1971

Waibel, G. : Automatizarea fabricației cu mașini-unelte comandate de calculatoare electronice.
Adamczyk, P., *Mertens, H.*, *Weissweiler, H.*, *Wilde, D.* și *Zölzer, H.* : Continuarea dezvoltării sistemului de programare EXAPT 2.
— Din practica „Fartran" (V).
— Reglajul adaptiv al mașinilor-unelte.
Müller, H. : Comanda manuală electronică pentru două mîini la presele motorizate.
— Pe urma temperaturilor ascunse.
Feighofen, H. : Combinații de cuplaje, care limitează cuplul.
— Noua uzină de angrenaje din Omsk U.R.S.S. după proiectul Togliatti.
Smejkal, R. : Acționarea hidrostatică a centrifugelor.
Ziesling, K. : Comenzi pneumatice cu mare frecvență de manipulare în construcția de mașini.
Element de comandă fluidic cu programare variabilă pe baza sistemului modular logic.

Technische Zeitschrift

nr. 4/1971

Feldmann, H. D. : Procedee, mașini și instalații pentru laminarea la rece.
Pohlmann, D. : Durata de utilizare, frecarea și ungerea la paliere articulate „Radial" — „Oțel pe oțel".
Gehring, R. : Cîteva dezvoltări mai noi în domeniul palierelor.
— Cîteva unelte rotative pentru diametrii mari.
Bassal, J. : Caracteristici și utilizări ale unui strung modern universal.
Moore, R. F. și *Victory, F. C.* : Perforări, profile și suprafețe. Poziționate, prelucrate, șlefuite și controlate cu sisteme de precizie. Capitolul 5. Sistemul stabilirii poziției după coordonate.
Gerlach, B. : Mașină specială pentru producția în serii mijlocii și mici.
Welk, E. W. : Dispozitiv de antrenare a părților laterale, un accesoriu multilateral în așchierea modernă.
— Un nou aparat verificator a poziției de tăiere.
— Freză cu mîner cu plăci de tăiere reversibile.
Ose, K. : Întreținerea preventivă a aparatajelor de comandă și a distribuitorilor.
— Automat de transfer pentru piese mecanice mai mici.
Kronenberg, M. : Prelucrarea metalelor în S.U.A. și în U.R.S.S.
Baisch, R., *Meyer, J.* și *Sautter, G.* : Strunjitul cu comandă numerică și reglaj adaptiv.
— Imprimarea electrochimică a laminoarelor de brichetare.
— Mașină de găurit și freză cu comandă numerică.
— Instalație mare de strung și freză.
Herholz, H. : Stabilirea datelor în administrație și în producție (2).

nr. 5/1971

Weigand, H. H. și *Haberling, E.* : Așchierea oțelurilor călite la temperaturi înalte și a aliajelor cu unelte din metal dur.
Hydroschni, H. : Stanțarea de mici serii în mecanica de precizie. Contorul pneumatic de impulsuri.
Moore, R. F. și *Victory, F. C.* : Alezaje, profile și fețe poziționate, prelucrate, șlefuite și verificate prin procedee de precizie. Cap. 6 : Principii și aplicații ale perforării prin coordonate.
— Port-alezor pentru montajul în păpușa mobilă.
— Aplicarea corodării fotografice pentru o fabricație specială.
— Cap-revolver cu port-unelte permițînd schimbarea rapidă.
— Port-unelte cu fixare prin forță excentrică.
Kronenberg, M. : Prelucrarea metalelor în S. U. A. și în U.R.S.S. Fiabilitatea suprafețelor prelucrate. Polizoare pentru aliaje de titan.
Baum, M. : Programarea cu computeri pe ecran a mașinilor NC (comandă numerică).
Hayes, I. H., *Eng, C.* : Sistemul Molins 24 se dezvoltă în continuare.
Budde, W. și *Baum, M.* : Programarea bazată pe computeri a prelucrării prăjinilor de foraj în fabricația cu comandă numerică.
Behrendt, W. K. : Manual pentru programarea fabricației comandată numeric.
Preisler, J., *Vymer, J.* și *Hatos, J.* : Sistemul AUTOPROG programează automat mașini rotative NC Partea 1.
Feinauer, E. : Sistem standardizat de unelte pentru mașini rotative NC.
Raționalizarea fabricației prin tehnologia NC.
— Dispoziții de fixare pentru mașinile-unelte NC.
Adena, K. : Planificarea și comanda de fabricație prin instalații cu ordinatoare de capacitate mijlocie.

nr. 6/1971

Zellmer, W. : Planificarea și dirijarea producției, angajamentul de linie (partea 1).
Schubert, O. : Influența tribotehnicii asupra creșterii producției prin reducerea timpului de imobilizare a mașinilor (partea 1).
Becker, H. J. : Comanda pneumatică a măsuratului la șlefuitul prin străbatere în mașinile de șlefuit fără vîrfuri („Centrelless").
— Probleme de securitate la șlefuitul cu mari viteze.
Moore, R. F. și *Victory, F. C.* : Alesaje, profile și suprafețe. Poziționate, șlefuite și controlate prin metode de precizie. Cap. 6 : Principii și aplicații ale găuritului prin coordonate, partea 2-a.

ORSZÁGOS MŰSZ. KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Beyer, W. şi *Kochsiek, M.* : Controlul calibrelor conice de filetat în tehnica forajului.

Hummel, O. H. : Oţel cu rezistenţă ridicată pentru soluţiile moderne de construcţie.

— Un nou cuplaj supraelastic.

— Un polizor automat electrochimic.

Kronenberg, M. : Prelucrarea metalelor în S.U.A. Posibilităţi de prelucrare a aliajelor de nichel.

Preisler, J. Vymer, J. şi *Hatas, J.* : Sistemul ,,AUTOPROG'', programează automat maşinile rotative NC. (partea 2-a).

— O maşină rotativă NC ,,Package''.

— O maşină de desenat de precizie NC.

— Prevenirea rebutului şi uzurii uneltelor.

Reckziegel D. şi *Weissweiler, H.* : Maşinile NC şi programarea lor cu ,,EXAPT'' (urmarea a 9-a).

Posibilităţi de utilizare a ordinatoarelor în cadrul programării mecanice a maşinilor-unelte programate numeric.

— Instalaţii electronice de măsurat pentru valorificarea desenelor şi diagramelor.

Wojda, F. : Organizarea producţiei unitare şi în serie în întreprinderile construcţiilor de maşini din S.U.A.

Maschinenbautechnik

nr. 1/1971

Wolf, H. : Consideraţii privind pierderea de randament al compresoarelor axiale datorită frecării la butuc şi la carcasă.

Gebhardt, W. : Cercetări de pulverizare la turbonatoare cu control invers.

Hugk, H. : Termeni din tehnica mişcării.

Gentzen, G. : Modele de angrenaje cu acţionare individuală.

Müller, Z. : Parametrii determinanţi la angrenaje cu curbe.

Gröger, H. : Solicitarea materialului şi uzura.

Lehmann, R. : Rezistenţa în exploatare şi concepţia siguranţei din punct de vedere al teoriei ei. Metode de dimensionare în viitorul apropiat.

Schüssler, P. : Telecomandă pneumatică automatizată a motoarelor diesel de pe nave.

Schieblich, H. : O nouă maşină de debavurare a pieselor formate.

Thum, H. : Distribuţia presiunii în filmele lubrifiante la lagăre radiale în cazul variaţiei suprafeţei.

Metallbearbeitung

nr. 1/1971

Götsch, H. : Văzut la expoziţia ,,iga'' 70. Magazii şi hale din tablă ondulată pentru toate scopurile.

Werner, K. : Lipirea mecanizată a ţevilor de aluminiu în fabricaţia prin trecere de căldură.

Paton, B. I. : Tendinţe noi în tehnica sudurii.

— Noutăţi din CSSR.

— Dispozitivul 501 pentru împachetare.

— Noutăţi din U.R.S.S.

Reinhold, K. : Poartă dublă rulantă.

Böhm, E. : Lucrări de artă ale forjării pentru gastronomie.

Kitte, R. : Arta plastică şi metalul în oraşul Karl-Marx.

Vandberg, P. : Noul turn de televiziune de lîngă Bratislava.

Mitzschke, H. : Meseria.

Werner, H. : Influenţa unghiului de tăiere la unealtă.

Sprenger, I. : Legătură de ţevi realizabilă prin mijloace simple (pentru garduri, schele etc.).

Jung, T. : Sfaturi privind realizarea optimă a unui dispozitiv de sudură.

Ingénieurs de l'automobile

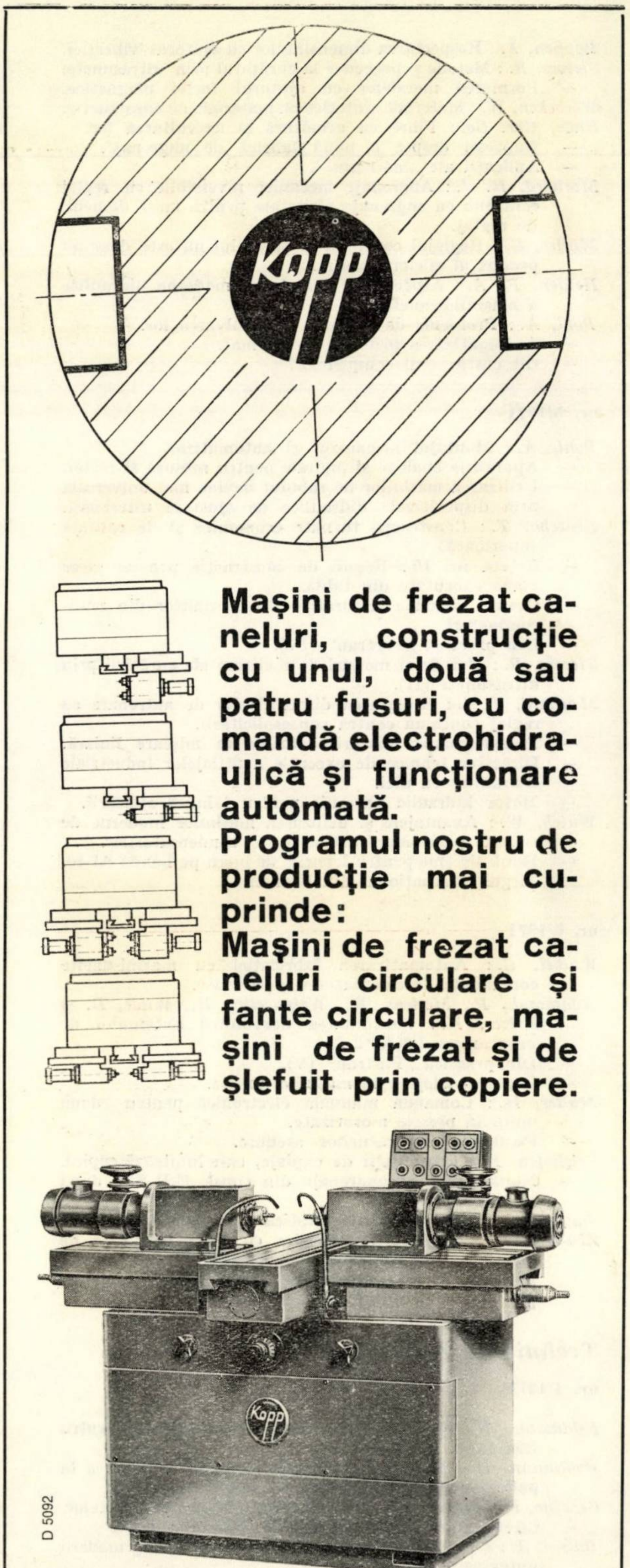
nr. 5/1971

Chaffiotte, P. : Propulsia cu turbine a vehiculelor terestre.

Smith, P. : Studiul unui motor cu aburi de mare performanţă.

Breelle, Y. : Aplicarea pilelor cu combustibil la tracţiune.

Benezech, J. : Motorul electric şi generatorii săi.



Kopp

Maşini de frezat caneluri, construcţie cu unul, două sau patru fusuri, cu comandă electrohidraulică şi funcţionare automată.

Programul nostru de producţie mai cuprinde:

Maşini de frezat caneluri circulare şi fante circulare, maşini de frezat şi de şlefuit prin copiere.

D 5092

Fritz Kopp

Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
7910 Neu-Ulm, Postfach 1549
Tel. (0731) 7 82 62. Telex 07 12 84

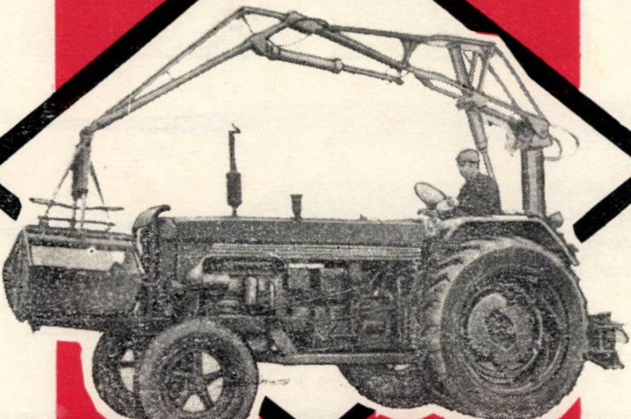
PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

M.I.C.M. - S.U.U.M.

UZINA DE UTILAJ MINIER

Orașul Dr. Petru Groza



Produce

ÎNCĂRCĂTOR PIVOTANT CU GRAIFĂ de 0,5 t, pentru tractor U—650

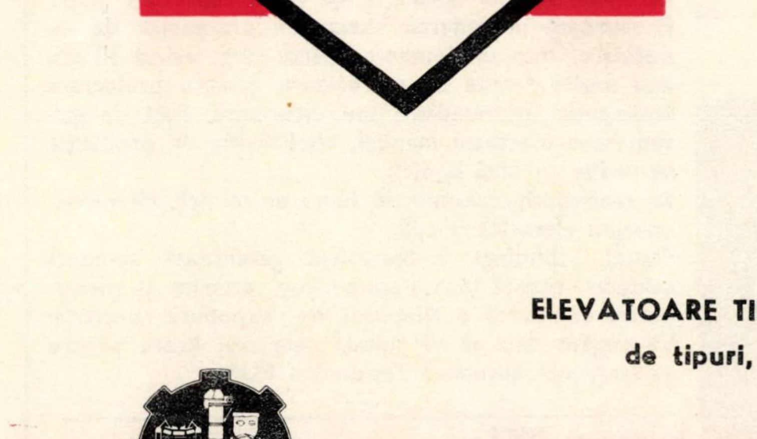
Caracteristici tehnice:

● sarcina maximă	0,5 t
● înălțimea maximă de ridicare	3,5 m
● adîncimea maximă de lucru	2,310 m
● raza de acțiune maximă	4,830 m
● raza de acțiune minimă	0,5 m
● durata unui ciclu complet de încărcare	0,5t/min
● acționare hidraulică	

REMORCI ELECTROCARE—REC. 2

Caracteristici tehnice:

● înălțimea platformei	600 mm
● lungimea platformei	2200 mm
● lungimea totală a remorcii	3050 mm
● lățimea platformei	1150 mm
● lățimea maximă a remorcii	1158 mm
● greutatea proprie circa	485 kg
● sarcina utilă	1000 kg



TRANSPORTOARE FIXE CU LANȚ pentru cereale și redlere tip curent din care:

● transportoare	Tc—200
● transportoare	Tc—250
● transportoare redler TLC	130 (5″)
● transportoare redler TLC	180 (7″)
● transportoare redler TLC	240 (9″)
● transportoare redler	13″

ELEVATOARE TIPIZATE de diferite mărimi și o gamă variată de tipuri, cu capacități de la 2,5 t/h—550 t/h.

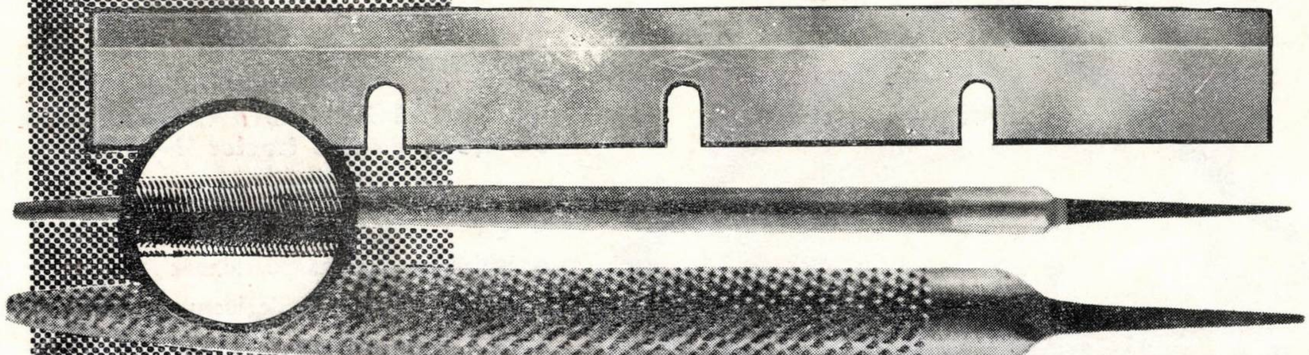
Orașul Dr. Petru Groza ● Str. 13 Septembrie Nr. 24 ● Jud. Bihor ● Tel. 329

* *

Fabrica de PILE București

PRODUCE ȘI LIVREAZĂ o gamă variată de pile, rașpele și cuțite industriale:

- Pile pentru prelucrarea metalelor (late, triunghiulare, pătrate, rotunde etc.)
- Pile pentru ascuțit (late, triunghiulare și rotunde)
- Truse pile auto
- Truse pile ac
- Rașpele (lemnar, potcovar, cismar etc.).
- Cuțite (pentru industria lemnului ;
  pentru industria poligrafică ;
  pentru industria tutunului ;
  pentru debitat metale)



FAPIRO

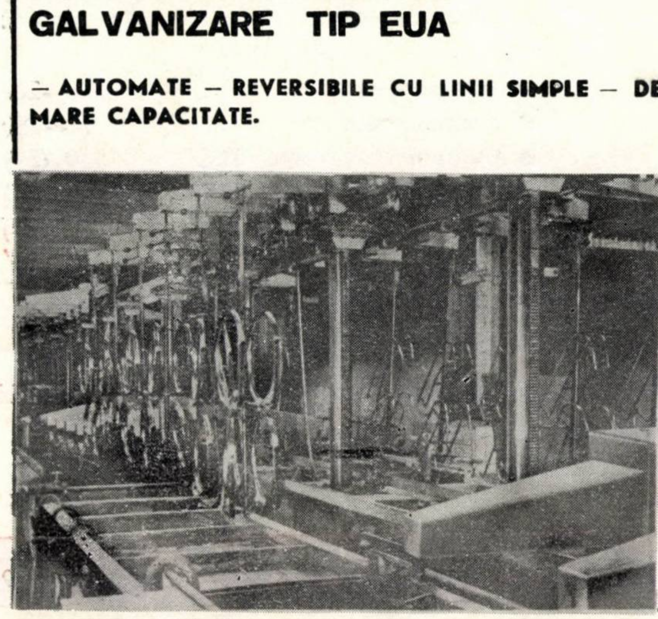
Calea Ferentari nr. 62 sector 6 București Telefon 23.28.80

* *

Metale cu "MAKE UP,,

SÎNT REZULTATELE ÎNNOBILĂRII CU AJUTORUL AUTOMATELOR MARI DE GALVANIZARE TIP EUA

– AUTOMATE – REVERSIBILE CU LINII SIMPLE – DE MARE CAPACITATE.



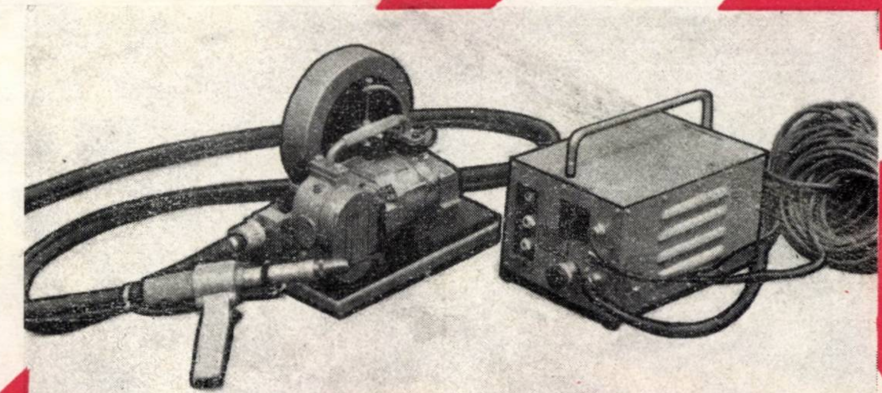
Cu elemente de masă prevăzute anticipat, pînă la 400/800 mm dimensiunea batiului – de la capacul roţii auto pînă la dispozitivul de înclinat volanul. Automatul galvanizează utilizînd diferite combinaţii de protecţie anticorosivă, cum şi combinaţii decorative, de exemplu : cupru-nichel-crom sau nichel-crom, precum şi cu cadmiu sau zinc. Funcţionînd complet automat, această instalaţie de mare capacitate poate fi montată în vederea executării proceselor de înnobilare, într-un domeniu foarte larg, avînd 30 sau mai multe trepte de galvanizare, pentru prelucrare anticipată, intermediară sau ulterioară. Faţă de galvanizarea efectuată manual, cheltuielile de producţie se reduc cu pînă la 40%.
Se realizează economii de forţe de muncă, chimicale, energie electrică şi apă.
Fluxul tehnologic automatizat garantează totodată calitatea constantă a depunerilor, precum şi menţinerea constantă a timpului de expunere prescris. Vă rugăm deci să vă notaţi cele trei litere pentru galvanizarea automată raţională : EUA.

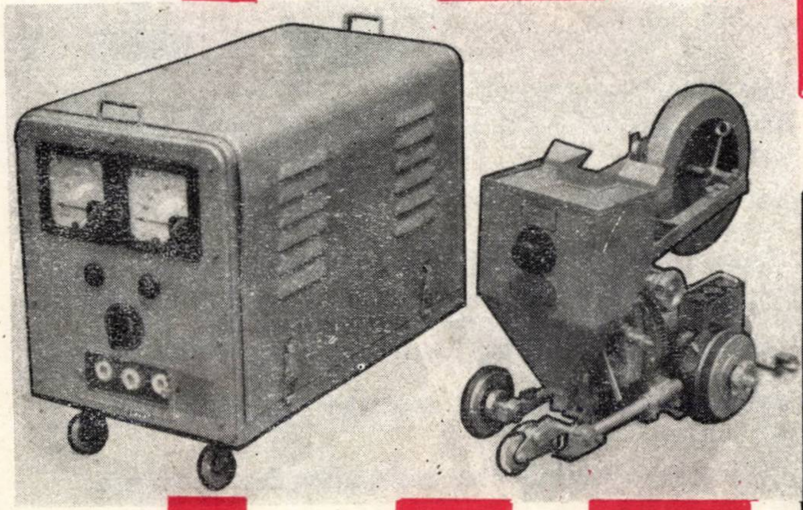
Exportator : TechnoCommerz GmbH
108 Berlin, Taubenstrasse 4–6 Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Electrotehnica

Str. Lujerului nr. 42, București, Sector 7, Telefon: 45.26.00





Execută

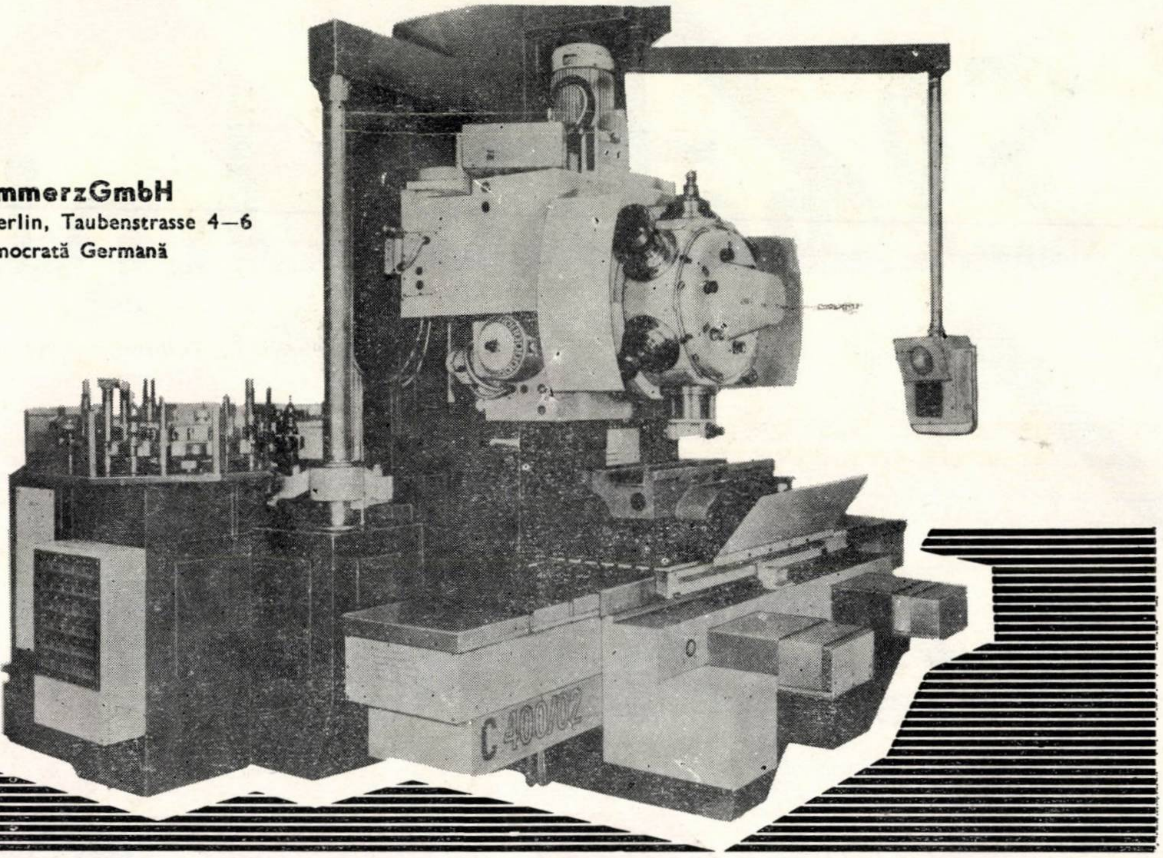
Utilaje pentru sudare și tăiere electrică:

- automate și semiautomate pentru sudare substrat de flux
- semiautomate pentru sudare în mediu de CO_2
- instalații pentru sudare în mediu de argon
- instalații pentru tăiere cu jet de plasmă
- sursele (redresoarele) pentru alimentarea utilajelor

Exportator :

TechnocommerzGmbH

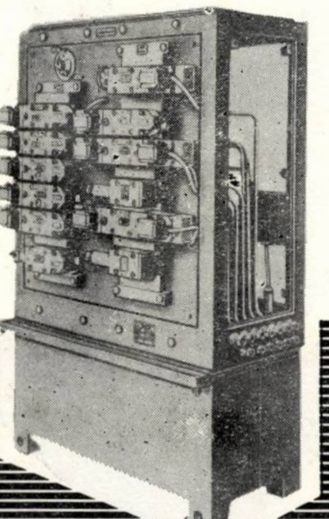
RDG — 108 Berlin, Taubenstrasse 4—6
Republica Democrată Germană



ORSTA *hydraulik*

In construcţia modernă de maşini şi agregate

ORSTA-Hydraulik oferă pentru maşini de înaltă productivitate în diferite ramuri industriale



Instalaţii hidrostatice de antrenare şi reglaj conectabile.

Dispozitivele şi agregatele hidraulice ORSTA sînt proiectate pe baza unor parametri precizaţi şi montate folosind sistemele de aparate verificate ORSTA-Hydraulik.

Tehnică de interconectare universală, joncţiuni tubulare reduse, montaj favorabil.

Pentru antrenarea continuă a diferitelor elemente de reglaj şi automatizare servesc

sistemele noastre electro-hidraulice de manevrare şi antrenare

în dispozitive şi instalaţii de reglare cu prelucrare electrică a semnalelor.

Timp de manevrare redus, reacţie rapidă, înaltă precizie şi liniaritate.

Agregate de antrenare standard normate

$p = 63.100$ şi 160 kgf/cm^2

$Q = 2{,}5-100$ l/min

Proiectăm, livrăm şi montăm sisteme electro-hidraulice de antrenare pentru toate tipurile de instalaţii industriale. Serviciul nostru cuprinde toate fazele, inclusiv punerea în funcţiune.

Vă informăm cu plăcere. Cereţi prospecte folosind numărul de comandă II/71.

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik Leipzig
RDG — 701 Leipzig, Dr.Kurt-Fischer Str. 33

PUBLICOM

Complexitate și înaltă precizie

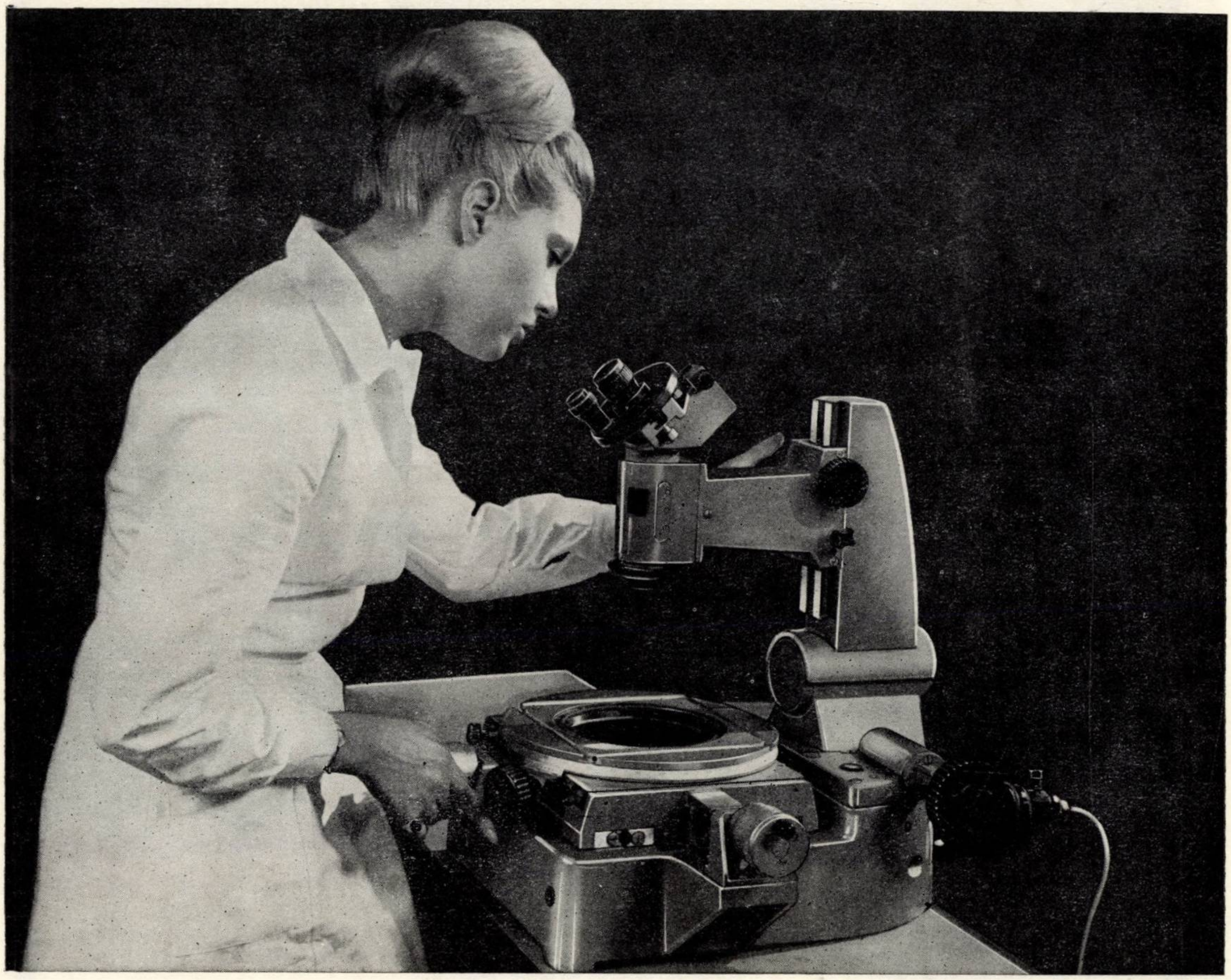
sînt caracteristicile marelui nostru **microscop pentru scule,** cunoscut încă de mulți ani. El reprezintă un aparat de măsură sigur pentru ateliere și laboratoare de probă, este indicat pentru **măsurarea lungimilor,** în coordonatele în unghiuri drepte sau circulare. **Măsurări ale unghiurilor** sculelor, calibrelor etc. **Compararea formelor** după profilele impuse. **Măsurări ale tuturor dimensiunilor determinate ale filetelor exterioare.**

Principiul măsurării: procedeul imaginii umbrei și al secțiunii axei.

Domenii de măsurare:
în direcția x de la 0 pînă la 150 mm
în direcția y de la 0 pînă la 50 mm
în împărțirea unghiurilor în părți egale de la 0° pînă la 360°.

Valorile scalei:
șuruburile pentru măsurare de mare precizie în direcțiile x și y, 0,01 mm la ocularul pentru măsurarea unghiurilor 1′, și ale mesei rotunde 3′.

Mărire : 10x, 15x, 30x, 50x.

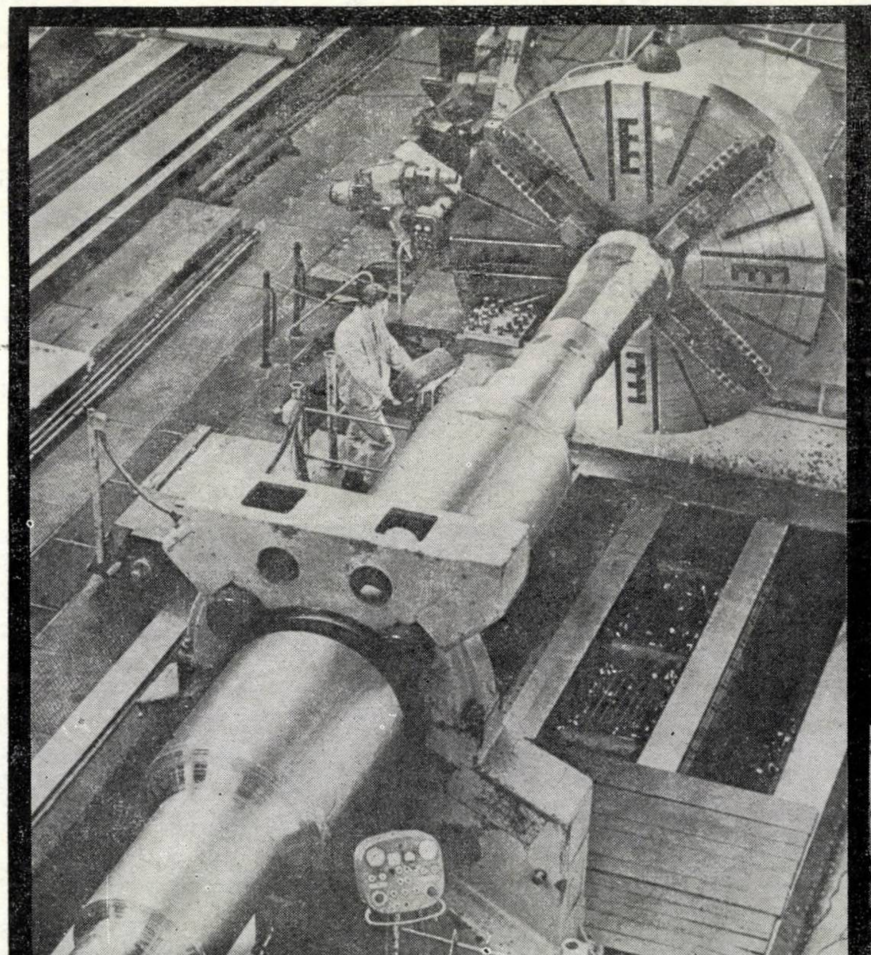


VEB Carl Zeiss JENA

Republica Democrată Germană

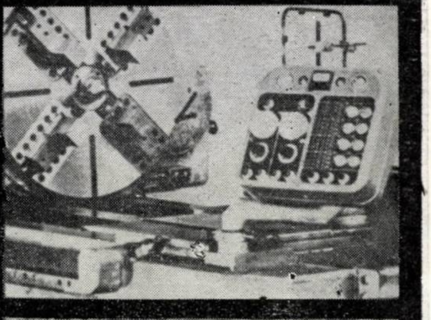
CARL ZEISS
JENA

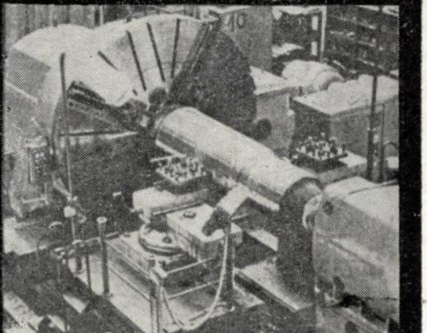
PUBLICOM



O tradiţie îndelungată în construcţia maşinilor-unelte grele, precum şi experienţa bogată în ceea ce priveşte prelucrarea pieselor mari şi grele, în atelierele proprii ale concernului SKODA, care posedă un Institut special de cercetări, înfiinţat în anul 1907, care reprezintă primul Institut de cercetări pentru construcţii mecanice din Europa — sînt garanţiile pentru beneficiarii care se vor hotărî să achiziţioneze strungurile paralele

SIU





Un avantaj important oferit de aceste maşini, fabricate cu diametre de trecere de la 1 000 pînă la 4 000 mm, este construcţia lor cu unităţi combinate, ceea ce permite livrarea maşinii în variante corespunzătoare nu numai ţinînd seamă de dimensiunile specificate ale pieselor de prelucrat, ci şi de greutatea lor, de randamentul prevăzut şi de echiparea lor cu dispozitive adiţionale şi cu instalaţii corespunzătoare tehnologiei cerute.

Strungurile SIU pot fi livrate în diferite variante constructive, ca maşini redresoare, de producţie, universale, pentru strunjirea unor forme complicate sau ca maşini pentru utilizarea unică, şi toate acestea avînd diferite grade de automatizare. Ele pot fi echipate, de asemenea, cu un dispozitiv numeric continuu de comandă pentru maşinile productive universale cele mai cunoscute, precum şi cu un indicator numeric al poziţiei sculei în fiecare clipă. Echipamentul special permite şi utilizarea pentru prelucrarea şuruburilor fără sfîrşit, prelucrarea cilindrilor, pentru găuri, alezaje etc. Strungurile SIU pot influenţa sensibil creşterea productivităţii şi precizia prelucrării pieselor mari, în greutate pînă la 160 000 kg.

Strojimport
Praha, Cehoslovacia

PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COMERŢUL EXTERIOR

centrozap

KATOWICE — LIGONIA 7 — POLONIA
CUTIA POŞTALĂ: 825
TELEGRAME : CENTROZAP KATOWICE
TELEFON : 513—401
TELEX : 0312—416

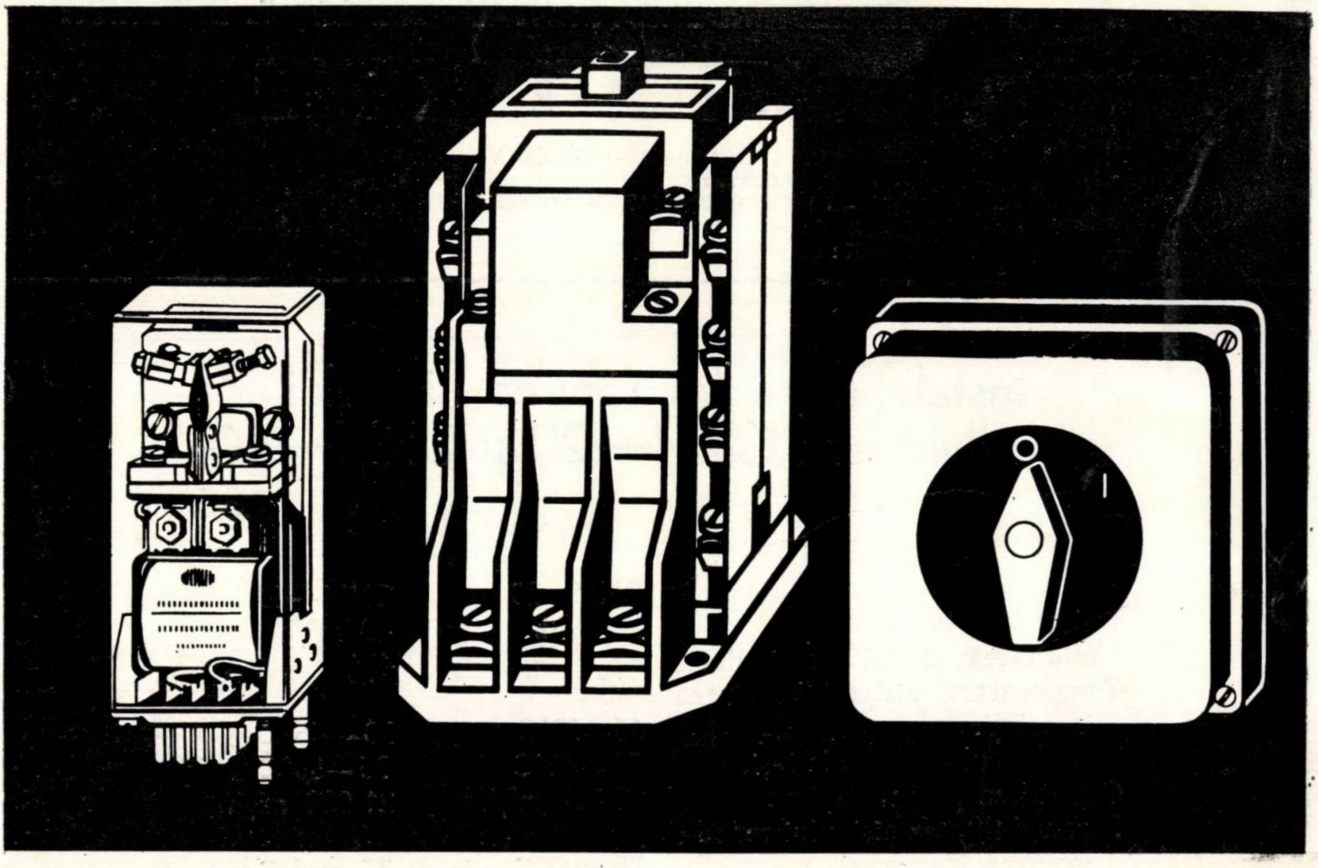
Instalaţie pentru răcirea nisipului prin fluidizare CHM—20 şi CHM—40

	CHM—20	CHM—40
Debit pînă la	20 m^3/h	40 m^3/h
Umiditatea admisă a nisipului	4%	4%
Temperatura nisipului înaintea instalației	65—90^{0}C	30—45^{0}C
Temperatura aerului la ieșire	20—40^{0}C	35—50^{0}C
Cantitatea de aer aspirat	10 000 m^3/h	21 000 m^3/h
Permeabilitatea nisipului umed		
înaintea instalației	75 cm^4/G min	75 cm^4/G min
îndărătul instalației	85 cm^4/G min	85 cm^4/G min
Rezistența nisipului umed la presare :		
înaintea instalației	0,25 kg/cm^2	0,25 kg/cm^2
îndărătul instalației	0,27 kg/cm^2	0,27 kg/cm^2
Puterea instalată	11,5 kW	21,5 kW
Greutatea instalației	1 763 kg	3 136 kg
Suprafața de lucru	7,7 m^2	12,4 m^2

Instalaţiile CHM—20 şi CHM—40 pot fi utilizate în turnătorii în grupurile de transport mecanizat, pentru nisipul injectat cald.

Producător :	PRODLEW — Myslenice — R. P. Polonă
Exportator :	Intreprinderea de Stat — „CENTROZAP" KATOWICE — R. P. Polonă

PUBLICOM



Seria ID 16 pînă la ID 160 de protecţii aeriene pentru industrie

Seria constă din tipurile ID 16, ID 25, ID 40, ID 63, ID 100 şi ID 160. Aceste aparate de comutare au fost concepute într-o serie unitară, ţinîndu-se seamă de tehnica cea mai avansată şi reprezintă elementul de bază al comenzilor electrice pentru maşini de prelucrat şi pentru instalaţii.

Caracteristicile lor principale sînt :
- Capacitate mare de lucru în raport cu puterea şi durată lungă de funcţionare
- Gabarit redus
- Număr mare de comutatori auxiliari
- Schimbare simplă şi rapidă a pietrelor de construcţie
- Racordare directă
- Releul de supracurent termic poate fi cuplat direct pînă la ID 63
- Comutatoare auxiliare identice pentru întreaga serie.

Comutator cu came 10 A pînă la 250 A

Comutatoarele cu came sînt dispozitive pentru cuplarea şi decuplarea motoarelor cu rotorul în scurtcircuit. Ele pot fi montate şi drept întrerupătoare de sarcină şi gol, ca întrerupătoare de comandă într-o mare variaţie de cuplaje precum şi drept comutatoare pentru punctele în care se fac măsurări, în maşini electrice, aparate, instalaţii de distribuţie etc.
- capacitate de comutare înaltă
- durată de funcţionare electrică şi mecanică lungă, deşi aparatul are un volum mic
- diverse variante constructive şi de montare, pînă la gradul de producţie IP 54

Releuri cu poli

- putere foarte mică necesară debreierii — sensibilitate maximă şi de aceea multiple posibilităţi de utilizare

Dispozitive pentru telegraf :
Releuri cu poli drept redresori şi amplificatori — Cuplare şi decuplare a consumatorilor individuali şi declanşarea semnalelor

Tehnica comandei şi a reglajului :
Releurile cu poli servesc drept elemente de comutare sensibile şi ca indicatori de valoare limită în comutaţiile de punte.

Tehnică înaintată
Releurile cu poli reprezintă elemente de construcţie pentru instalaţii de semnalizare şi de avertizare
Fiind foarte rezistent construite pot fi utilizate în condiţii extrem de grele.

DDR-AUTOMATISIERUNGSGERÄTE

Reprezentant pentru România :
Biroul tehnic-comercial al AHB Elektrotechnik la HPA
Ambasada Republicii Democrate Germane în România
Calea Dorobanţilor 14
Bucureşti

Országos Műszaki Könyvtár és Dokumentációs Központ
1983

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN·ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE.

UPAL
SLATINA

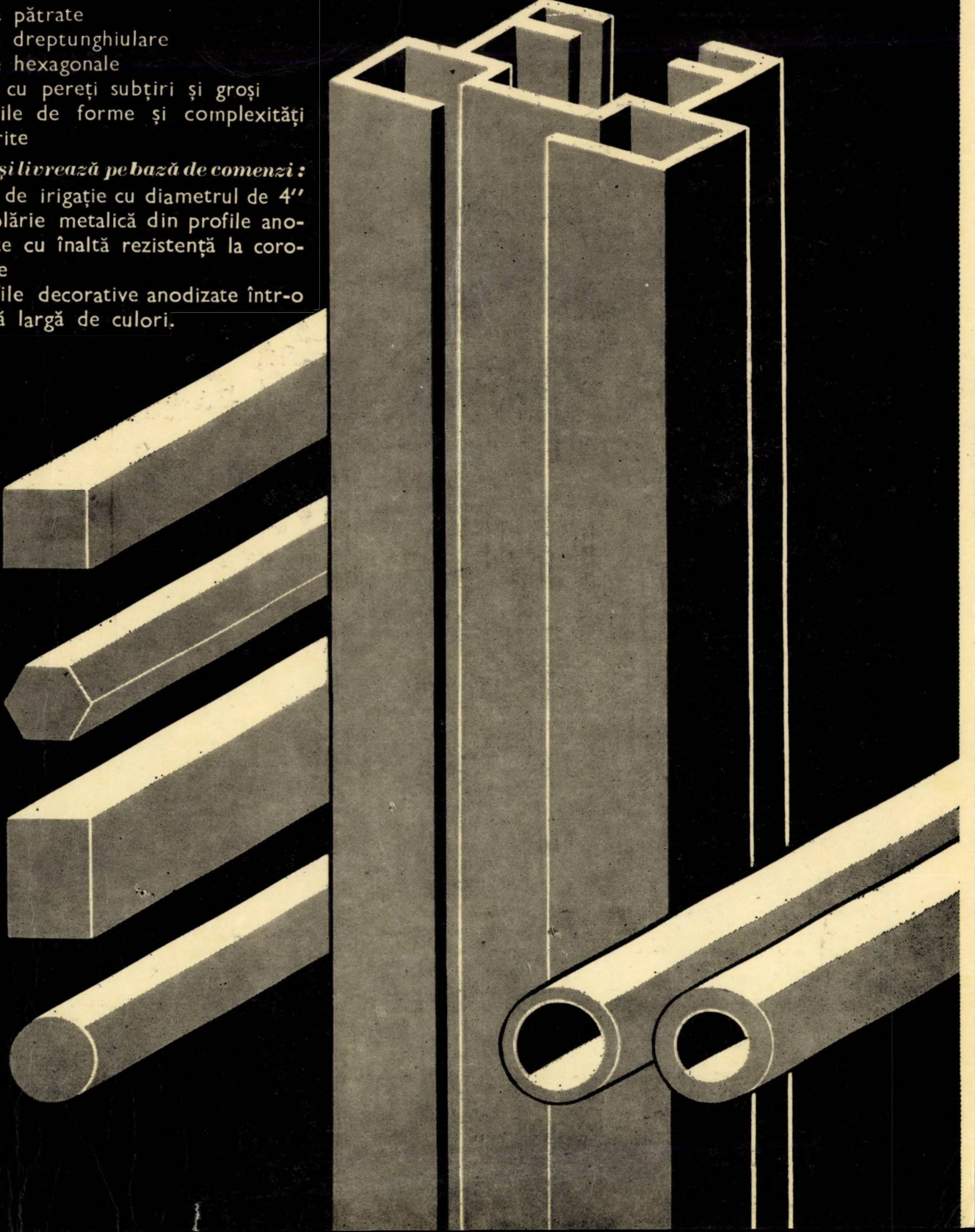
UZINA DE PRELUCRARE A ALUMINIULUI
SLATINA
ȘOSEAUA MILCOV NR. 1

FABRICĂ SORTIMENTE VARIATE DE PRODUSE EXTRUDATE ȘI TRASE DIN ALUMINIU ȘI ALIAJE DE ALUMINIU CU CARACTERISTICI MECANICE RIDICATE:

- bare rotunde
- bare pătrate
- bare dreptunghiulare
- bare hexagonale
- țevi cu pereți subțiri și groși
- profile de forme și complexități diferite

Produce și livrează pe bază de comenzi:

- țevi de irigație cu diametrul de 4″
- tîmplărie metalică din profile anodizate cu înaltă rezistență la coroziune
- profile decorative anodizate într-o gamă largă de culori.

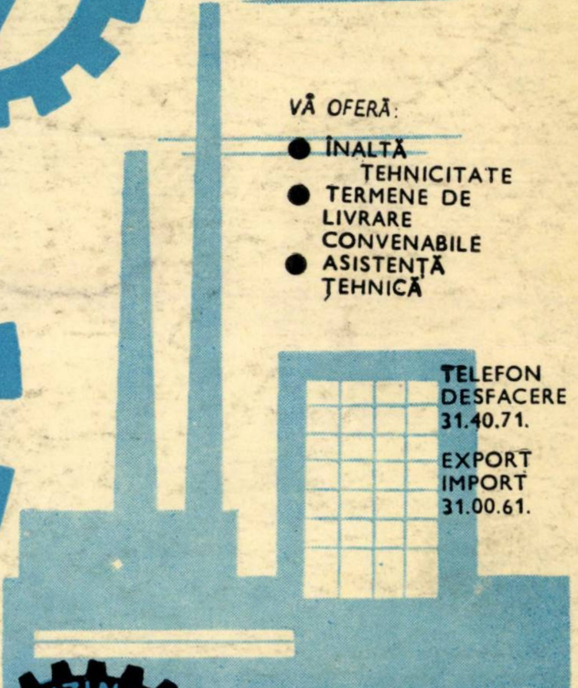


VULCAN
ROMANIA

FONDATĂ
1904

1972 MAR 2 3

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ



VĂ OFERĂ:

- ● ÎNALTĂ TEHNICITATE
- ● TERMENE DE LIVRARE CONVENABILE
- ● ASISTENȚĂ TEHNICĂ

TELEFON
DESFACERE
31.40.71.

EXPORT
IMPORT
31.00.61.

EXPORTĂ ÎN
28 ȚĂRI — DIN
4 CONTINENTE

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf cm².

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 1035 t h și presiuni între 8 și 195 kgf cm² pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t h, complet automatizate.

GENERATOARE RAPIDE ABUR de 800 kg abur/h —GAT 08.

GENERATOARE STABILE de 500 kg h.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

E 3279

CONSTRUCTIA
DE MASINI

REZERVA

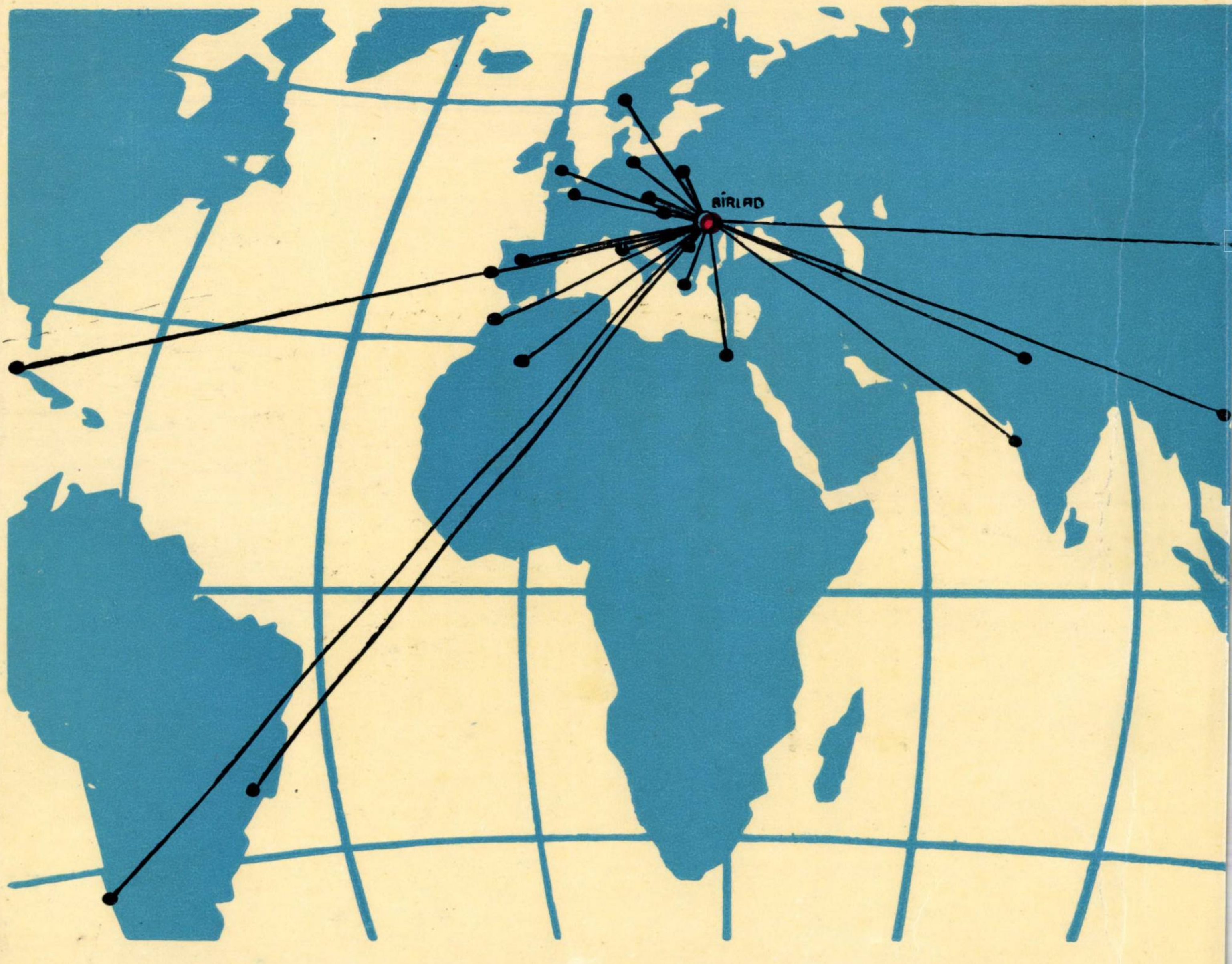
04

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIII • nr. 12 • DECEMBRIE 1971

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri:
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

R, 3
Tf 5

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXIII, DECEMBRIE 1971, Nr. 12,

CUPRINS

CIUREA, EL.: **Cinematica autotrenului în curbă** 709

DUMITRAȘ, C.: **Cercetări privind influența unghiului de degajare al sculei (γ) asupra forței de așchiere la strunjirea longitudinală și frezarea frontală în raport cu lățimea așchiei** 711

GAVRILĂ, I. și SCHEERER, H.: **Asupra prelucrării metalelor dure pe cale electrolitică** 716

IATAN, R.: **Asupra comportării în exploatare a sitelor din tablă.** 719

KOVACS, FR., PERJU, D., MĂRUȘTERU, ST. și MISKOVITS, ST.: **Cu privire la sinteza unui mecanism generator de funcțiuni pe baza unor condiții de precizie impuse** 722

PAY, E.: **Măsurarea forței în procesul de frezare a danturii cu freză melc** 727

ZGURĂ, GH. și ISPAS, C.: **Unele considerații privind influența dispozitivului asupra comportării dinamice a sistemului tehnologic** 731

RĂDULESCU, GH., STERE, N., FRĂȚILĂ, R., MILOIU, GH.: **Pittingul la roțile dințate cilindrice — cauzele apariției lui, factorii de dependență și mijloacele de mărire a rezistenței dinților la această solicitare** 735

SAVA, I.: **Cu privire la funcționarea în regim dinamic a supapei mecanismului distribuției motoarelor cu ardere internă.** 741

SILIANU, E.: **Mecanism sinus cu rotație neuniformă a manivelei pentru mașinile-unelte de mortezat dantura.** 746

SMIGELSCHI, T. și STAN, GH.: **Semimască pentru vopsitori.** 752

DOCUMENTARE 755

CRONICA 759

REVISTA REVISTELOR 763

INDEX ALFABETIC 766

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ — membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. AL. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. A. MOGA; ing. A. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. N. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 629.114.3 : 531.1

Чюря, Ел.: **Кинематика автомашин с прицепом под уклоном**

Constructia de Maşini 23 (1971) No. 12, стр. 709–710

ДК 621.941.013.4 :621.914.22.013.4

Думитраш, К.: **Исследование влияния переднего угла инструмента (γ) на силу резания при обточке и лобовом фрезеровании в зависимости от ширины стружки**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 12, стр. 711–715

ДК 621.9.047.4 : 669.018.25

Гаврилэ, И. и *Шерер, Х.:* **К вопросу обработки твердых металлов электрическим путем**

Constructia de Maşini 23 (1971) no. 12, стр. 716–718

ДК 621.028.7.004

Ятан, Р.: **Поведение в эксплуатации жестяных сит.**

Constructia de Maşini 23 (1971) no. 12, стр. 719–722

ДК 621–235

Ковач, Фр., Пержу, Д., Мэруштеру, Шт., Мишкович, Шт.: **К синтезу механизма, генерирующего функции на базе точно установленных условий**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 12, стр. 722–727

ДК 621.914.6 : 621.833 : 531.78.08

Пай, Е.: **Измерение силы в процессе фрезерования зубъев червячной фрезой**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 12, стр. 727–730

ДК 621.9.01

Згурэ, Г. и *Испас, К.:* **Некоторые соображения в связи с влиянием приспособления на динамическое поведение технологической системы.**

Constructia de Maşini 23 (1971) no. 12, стр. 731–734

ДК 621.833.1 : 620.191.3

Рэдулеску, Г., Стере, Н., Фрэцилэ, Р., Милою, Г.: **Питинг на цилиндрических шестернях, причины его появления, фактор зависимости и средства увеличения сопротивления зубьев на это воздействие.**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 12, стр. 735–740

ДК 621.43.047.3–33–231.2

Сава, И.: **О работе в динамическом режиме клапана распределительного механизма двигателей внутреннего сгорания**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 12, стр. 741–746

ДК 621.913–231.3 : 621.833

Силяну, Е.: **Синусный механизм с неравномерным вращением рукоятки станков для долбления зубьев**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 12, стр. 746–752

ДК 614.894 : 667.6

Смиджельски, Т. и *Стан, Г.:* **Полумаска для красильщиков**

Constructia de Maşini 23 (1971), no. 12, стр. 752–755

INHALT

DK 629.114.3 : 531.1

Ciurea, El. : **Die Kinematik des Zugkraftwagens în der Kurve**

Constructia de Maşini 23 (1971), H 12, S 709–710

DK 621.941.013.4 : 621.914.22.013.4

Dumitraş C. : **Forschungen bzgl. des Einflusses des Spanwinkels (γ) beim Werkzeug auf die Zerspannungskraft beim Frontaldrehen und Fräsen im Verhältnis zur Spanbreite**

Constructia de Maşini 23 (1971), H 12, S 711–715

DK 621.9 047.4: 669.018.25

Gavrilă, T. und *Scheerer, H.* : **Bearbeitung der Hartmetalle auf elektrolytischem Weg.**

Constructia de Maşini 23 (1971), H 12, S 716–718

DK 621.928.028.7.004

Iatan, R. : **Ueber das Verhalten der Blechsiebe im Betrieb.**

Constructia de Maşini 23 (1971), H 12, S 719–722

DK 621.235

Kovacs, Fr., Perju, D., Măruşteru, D. und *Miskovits St.* : **Bezüglich Synthese einer Vorrichtung, welche Funktionen auf Grund von gestellten Genauigkeitsbedingungen erfüllt**

Constructia de Maşini 23 (1971), H 12, S 722–727

DK 621.914.6 :621.833 : 531.78.08

Pay, S. : **Messung der Kraft im Fräsprozess der Verzahnung mit dem Schneckenfräser**

Constructia de Maşini 23 (1971), H, 12, S. 727–730

DK 621.9.01

Zgură, Gh. und *Ispas, C.* : **Betrachtungen bzgl. des Einflusses der Vorrichtung auf das dynamische Verhalten des technologischen Systems.**

Constructia de Maşini 23 (1971) H, 12, S 731–734

DK 621.833.1 : 620.191.3

Rădulescu, Gh. Stere, N., Frăţilă, R., Miloiu, Gh. : **Das Pitting der Zilinderzahnräder — die Gründe seines Erscheinens, die Abhängigkeitsfaktoren und die Mittel zur Erhöhung der Zahnfestigkeit bei dieser Beanspruchung.**

Constructia de Maşini 23 (1971) H. 12, S. 735–740

DK 621.43.047.3–33–231.2

Sava, I. : **Bzgl. des Arbeitens bei dynamischem Betrieb, des Ventils in der Verteilungs — Vorrichtung von Verbrennungsmotoren**

Constructia de Maşini 23 (1971) H, 12, S 741–746

DK 621.913–231.3 : 621.833

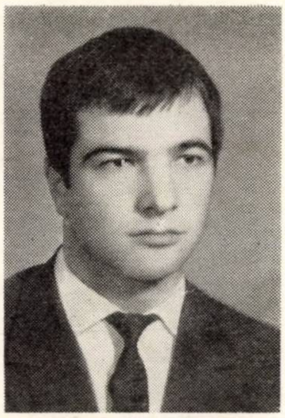
Silianu, E. : **Sinusvorrichtung mit nicht gleichmässiger Drehzahl der Kurbel für Werkzeugmaschinen zum Stossen der Verzahnung**

Constructia de Maşini 23 (1971) H, 12, S. 746–752

DK 614.894 : 667.6

Smigelschi, T. und *Stan Gh.* : **Halbmaske für die Anstreicher**

Constructia de Maşini 23 (1971) H, 12, S. 752–755



Matem. CIUREA_E.

CZ 629: 114. 3. 531. 1.

Cinematica autotrenului în curbă

Ciurea Eleonor este absolvent al Facultăţii de matematică-mecanică a Universităţii ,,A. I. Cuza" din 1968. În prezent lucrează ca matematician la Institutul de cercetare şi proiectare automobile şi tractoare — Braşov.

În ultimul timp, transportul auto a cunoscut un ritm viu de dezvoltare, care va fi şi mai accentuat în viitor. Rolul important pe care-l are autorenul ca mijloc de transport implică şi cunoaşterea mişcării lui în ansamblu. O problemă importantă este aceea a înscrierii autotrenului în curbă.

Analizînd această problemă se pot trage unele concluzii importante, spre exemplu din punct de vedere constructiv, şi anume determinarea lungimii cuplajului remorcii pentru un viraj optim.

Se presupune că autovehiculul se deplasează pe o traiectorie circulară de rază R; din cauza consolei a_1 punctul de cuplare K parcurge circumferinţa de rază R_1.

Cu notaţiile din figura 1 ecuaţia diferenţială a mişcării autovehiculului este:

$$\frac{d\beta}{d\alpha}=\frac{R_1}{p}\sin(\alpha-\beta). \tag{1}$$

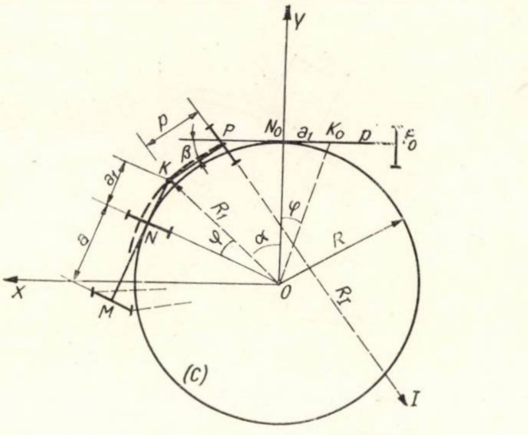


Fig. 1. Schema geometrică a problemei (remorcă).

Între R, R_1 şi a_1 există următoarele relaţii:

$$R_1=\frac{R}{\cos\varphi}\quad \operatorname{tg}\varphi=\frac{a_1}{R}. \tag{2}$$

În condiţiile iniţiale:

$$\beta=0 \qquad \text{pentru } \alpha=-\varphi. \tag{3}$$

Integrala ecuaţiei diferenţiale (1) este:

$$\beta=\alpha-2\operatorname{arctg}\frac{k_2-e^{(\alpha+\varphi)k_1}\cdot t_1}{K_2-t_1^2\,e^{(\alpha+\varphi)k_1}} \tag{4}$$

în care:

$$K=\frac{1+t_1\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}}{1+\frac{1}{t_1}\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}}$$

t_1 este una dintre soluţiile ecuaţiei;

$$t^2-2Kt+1;\quad t_{1,2}=K\pm\sqrt{K^2-1};$$

unde:

$$K=\frac{R_1}{p}\geqslant 1;\ K_1=t_1-K.$$

Cu relaţia (4) se poate studia variaţia unghiului β, pe care îl face proţapul cu axa orizontală, în funcţie de variaţia unghiului α.

Dacă $\alpha=\alpha_1=\frac{ln\,K_2}{K_1}-\varphi$, atunci, $\beta=\alpha$.

Cunoscînd pe $\beta=\beta(\alpha)$ se poate determina legea de mişcare a punctului P, a centrului instantaneu de rotaţie I şi mărimea razei R_1:

$$\begin{aligned} Px &= R_1\sin\alpha-p\cos\beta,\\ Py &= R_1\cos\alpha+p\sin\beta; \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} Ix &= Px-R_1\sin\beta,\\ Iy &= Py-R_1\cos\beta; \end{aligned} \tag{6}$$

$$R_1=\frac{p}{\operatorname{tg}(\alpha-\beta)}. \tag{7}$$

Curba centrului instantaneu de rotaţie are ca asimptotă:

$$y=x\operatorname{ctg}\alpha_1+\frac{p}{\sin\alpha_1}. \tag{8}$$

Raza instantanee R_I tinde către ∞ pentru $\alpha\to\beta$, deci pentru $\alpha-\alpha_1$. Dreapta $\alpha=\alpha_1$ este asimptotă pentru curba razei instantanee R_I într-un sistem ortogonal de axe $(\alpha;\ R_I)$. Pentru $\alpha \to \infty$, R_1 tinde către valoarea $\frac{p(t_1^2-1)}{2t_1} = R_1 - \frac{p^2}{R_1 + \sqrt{R_1^2 - p^2}}$ o valoare apropiată de R (ținînd seamă de expresia lui R_1).

Aplicație. Considerînd ca date inițiale:

a) $R=6\,000$ mm; $a_1=2\,945$ mm; $p=2000$ mm,

b) $R = 6\,000$ mm; $a_1 = 2\,954$ mm; $p = 2800$ mm,

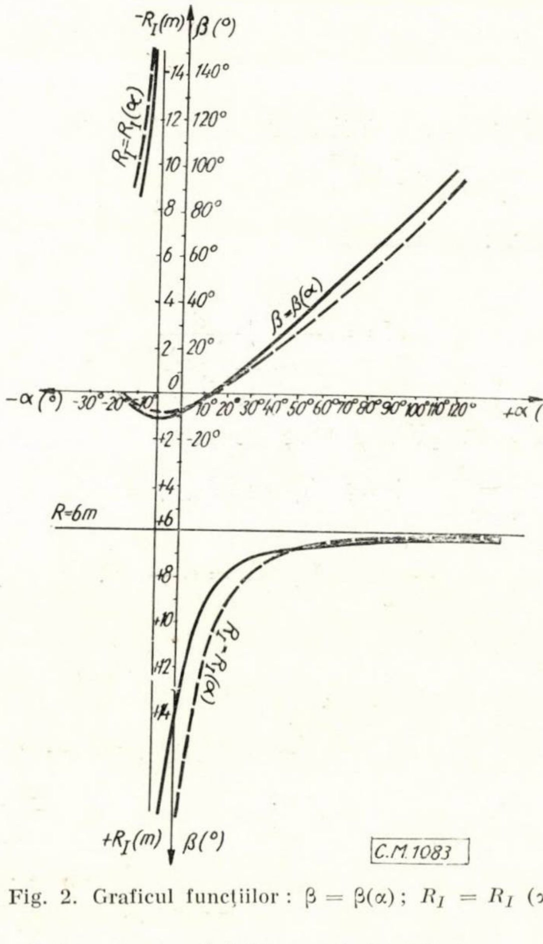


Fig. 2. Graficul funcțiilor: $\beta = \beta(\alpha)$; $R_I = R_I\ (\alpha)$.

s-au determinat celelalte caracteristici:

a) $\varphi = 26°,\ 143$; $R_1 = 6\,683,\ 7$ mm; $K = 3{,}3418$; $\alpha_1 \simeq 10°,\ 19$,

b) $\varphi = 26°,\ 143$; $R_1 = 6\,683,\ 7$ mm; $K = 2{,}387$; $\alpha_1 \simeq 8°{,}385$.

Corespunzător datelor de la punctul *a* graficele sînt trasate cu linie continuă, iar corespunzător datelor de la punctul *b* graficele sînt trasate cu linie întreruptă.

Se observă că de la un anumit α, rza instantanee R_I corespunzătoare lungimii proțapului de $p = 2\,800$ mm are o convergență mai bună spre valoarea lui R (fig. 2).

În figura 2 s-a trasat și asimptota graficului funcției $R_I = R_I(\alpha)$ pentru cazul *a*.

Datorită scării reduse folosită în graficul din figura 3 nu s-a putut pune într-un mod mai evident diferențierea dintre cele două cazuri *a* și *b* care diferă între ele doar prin lungimea proțapului. Totuși este evident că traiectoria punctului P în cazul *b* se apropie mai bine de cercul de rază R.

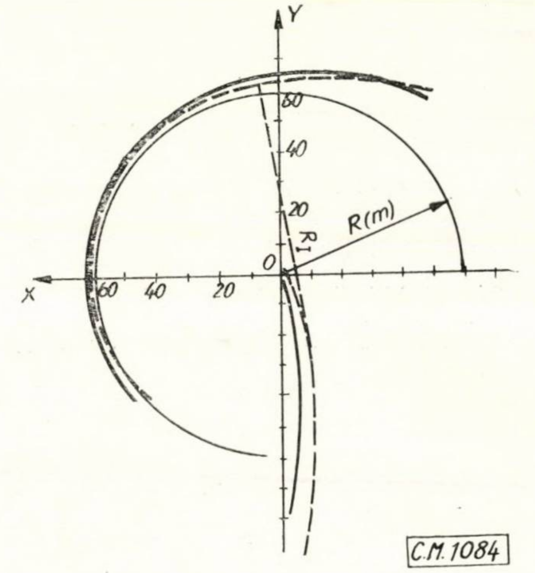


Fig. 3. Traiectoria punctelor P și I.

La nevoie proiectanții pot folosi scări convenabile și astfel pot ajunge la o serie de concluzii cum ar fi mărimea lungimii proțapului, culoarul de viraj etc. De asemenea, cunoscînd traiectoria punctului P, se poate studia viteza și accelerația care apare, cît și forțele care acționează.

Metoda se poate folosi și în cazul semiremorcilor.

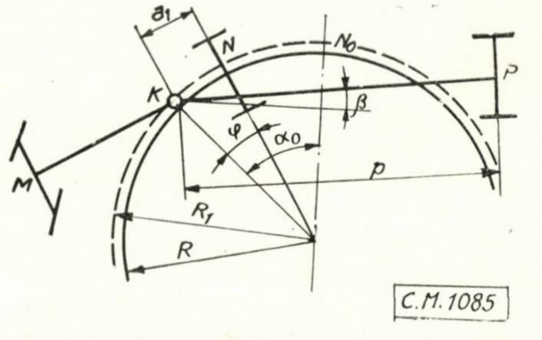


Fig. 4. Schema geometrică a problemei (semiremorcă).

Toate relațiile se păstrează cu excepția soluției ecuației diferențiale (1). În general, în cazul semiremorcilor $k<1(R_1<p$, în cazul cînd R reprezintă raza minimă de viraj).

În acest caz cu condițiile inițiale:

$$\beta = 0 \text{ pentru } \alpha = \varphi, \tag{9}$$

soluția ecuației diferențiale (1) este:

$$\beta = \alpha - 2 \text{ arctg } (K + c_1 \text{ tg } \frac{(\alpha - c)C_1}{2}. \tag{10}$$

în care :

$$C_1 = \sqrt{1 - K^2},$$

$$C = \varphi - \frac{2}{C_1}\,\mathrm{arc\,tg}\,\frac{\mathrm{tg}\,\frac{\varphi}{2} - K}{C_1}.$$

În cazul soluției (10), $\beta = \alpha$ pentru $\alpha = \alpha_1 = C - \frac{2}{C_1}\,\mathrm{arctg}\,\frac{K}{C_1}$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ferringo, E.* Sul moto dei carrelli rimorchiati in curva, din ATA—3, 1968.

CZ. 621. 941. 013. 4· 621. 914. 22. 013. 4

Cercetări privind influența unghiului de degajare al sculei (γ), asupra forței de așchiere la strunjirea longitudinală și frezarea frontală în raport cu lățimea așchiei

Dr. ing. Constantin DUMITRAȘ – Institutul politehnic – București

Obținerea unor însemnate economii de metal, necesitate obiectivă în condițiile dezvoltării actuale ale tehnicii, poate fi realizată prin folosirea în fabricație a unor metale cu proprietăți mecanice superioare și reducerea greutății specifice a mașinilor-unelte, sau prin perfecționarea calculului de rezistență și dimensionare a elementelor sale componente. Realizarea acestui lucru este posibil numai în condițiile cunoașterii cît mai exacte a mărimii componentelor forței de așchiere F_x; F_y și F_z și a factorilor care pot influența mărimea acestora în procesul de așchiere.

Literatura [1], [2], [3], [4], arată că la prelucrările mecanice cu scule așchietoare cu unghiul principal de atac $(\varkappa)$ mai mici de cît 90° și respectiv unghiul secundar de atac $(\varkappa_1)$ mai mare ca zero, unghiul de așchiere (δ), unghiul de degjare (γ), rezistența de deformare prin alunecare, viteza de așchiere (v), raportul dintre lungimea muchiei principale de tăiere (l_p) și lungimea muchiei secundare de tăiere (l_s) aflate în contact cu suprafața de așchiere corespunzătoare unei adîncimi de așchiere (t) date $\left(\frac{l_p}{l_s}\right)$ unghiul de înclinare al tăișului principal (λ) și unghiul de la vîrf al sculei (ε) influențează în mod direct mărimea gradului de deformare în procesul de formare al așchiei și implicit mărimea componentelor forței de așchiere. Toți ceilalți factori menționți în literatura de specialitate, ca de exemplu : avansul și adîncimea de așchiere, unghiul principal (α) și secundar (α_1) de așezare, elementul de răcire și ungere etc., influențează procesul de formare al așchiei numai prin intermediul unuia dintre factorii menționați mai sus.

Cercetarea influenței exercitate de către unghiul de degajare al sculei așchietoare asupra componentelor forței de așchiere F_x; F_y; F_z, în raport cu lățimea așchiei, la strunjirea longitudinală și frezarea frontală, constituie o problemă pentru care literatura de specialitate nu dispune în suficientă măsură de datele necesare [4]; [6]. De aceea, cercetările efectuate urmăresc să stabilească în ce măsură unghiul de degajare al sculei așchietoare influențează mărimea componentelor forței de așchiere în cazul prelucrărilor mecanice menționate, atunci cînd lățimea așchiei variază într-un domeniu de valori date.

În vederea realizării scopului urmărit s-au efectuat experiențele pe un strung normal tip DLZ—630 IV și o mașină verticală de frezat tip F — 350 × 1250 III, iar ca material de prelucrare s-a utilizat un oțel carbon de calitate, marca OLC 60 STAS 880—1956, sub formă de bară cilindrică Ø 160 mm și țaglă plată cu secțiune dreptunghiulară de $260 < 100$ mm, debitată la lungimea de 500 mm.

Pentru măsurarea componentelor forței de așchiere F_x; F_y și F_z s-au folosit două dinamometre, bazate pe principiu inductiv de măsurare, ale căror cracteristici de exploatare sînt date în lucrările [7], [8].

Prelucrarea oțelului prin strunjire longitudinală și frezare frontală s-a realizat cu ajutorul sculei așchietoare (fig. 1) armată cu plăcuțe din carburi metalice pe bază de carburi de wolfram, carburi de titan și liant de cobalt (WC—TiC—Co), avînd ca parametri geometrici, valorile date în tabela 1.

Alegerea mărimii parametrilor geometrici ai sculelor așchietoare și al regimului tehnologic de prelucrare s-a făcut în condițiile prelucrărilor mecanice pe mașina verticală de frezat, în ipoteza că mărimea acestor parametri rămîne nemodificată și în cazul prelucrărilor efectuate pe strungul normal.

În asemenea condiții, pe baza indicațiilor date în literatura de specialitate [1], [4], s-a stabilit :

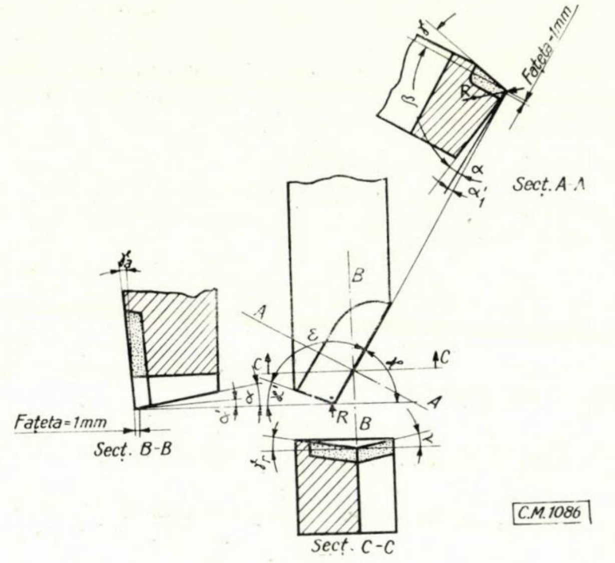


Fig. 1

Tabela 1

α [°]	α_1 [°]	λ]°]	κ [°[	κ_1 [°]	ε [°]	R [mm]	R_b [mm]	Faţeta f [mm]	Faţeta α' [°]	Faţeta α'_1 [°]
10	10	−5	60	18	132	0,5	10	1	5	5

La strunjire

Adîncimea de aşchie $t = 0{,}5 \ldots 5$ mm, corespunzîndu-i o lăţime de aşchiere $b = 0{,}58 \ldots 5{,}78$ mm.

Avansul longitudinal $s = 0{,}11$ şi 0,26 mm/rot, corespunzîndu-i o grosime de aşchie $a = 0{,}093$ şi respectiv 0,269 mm.

Turaţia axului principal $n = 372$ min^{-1}, cocorespunzîndu-i o viteză de aşchiere (aproximativ constantă) de 100 m/min, cînd diametrul barei de oţel variază în urma prelucrării, de la 160 pînă lf120 mm.

La frezare

Adîncimea de aşchiere $t = 0{,}5 \ldots 5$ mm, corespunzîndu-i o grosime de aşchie $a_{max} = 0{,}095$ şi respectiv 0,303, atunci cînd unghiul de poziţie al sculei (φ) este cuprins între 120 şi 150 grade [8].

Turaţia axului principal al maşinii verticale de frezat $n = 140$ min^{-1}, corespunzîndu-i o viteză constantă de lucru de 100 m/min.

Domeniul de variaţie al unghiului de degajare al sculei (γ) se limitează la valoarea indicată în tabela 2.

Desfăşurarea experienţelor în condiţii identice privind regimul tehnologic, parametrii geometrici ai sculei aşchietoare, procedeul de măsurare al componentelor forţei de aşchiere, calitatea materialului prelucrat şi a condiţiilor de desfăşurare a măsurărilor la strunjirea longitudinală şi frezarea frontală, creează premisele necesare interpretării, prin comparaţie, a rezultatelor obţinute.

Tabela 2

Mărimea unghiului de degajare al sculei (γ) în grade	0	−5	−10	−15

Din analiza rezultatelor experimentale la prelucrările prin strunjire şi frezare frontală, figurile 2 ... 7, rezultă că mărimea componentelor

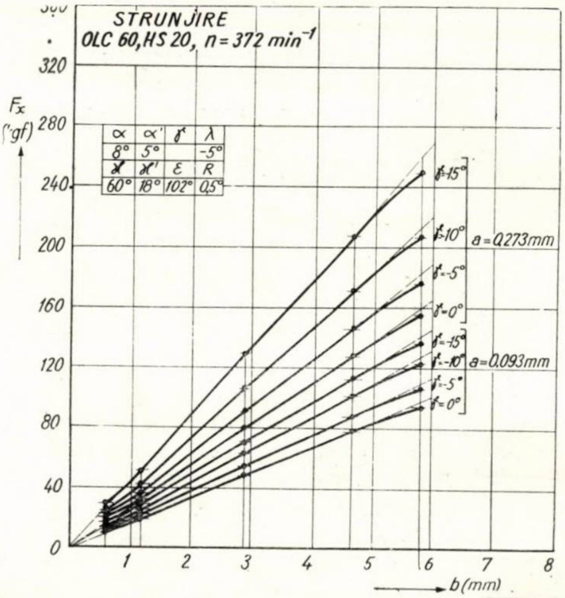


Fig. 2. Variaţia forţei de avans F_x în raport cu unghiul de degajare γ la strunjire longitudinală pentru lăţimea de aşchiere $b = 0{,}58 \ldots 5{,}78$ mm.

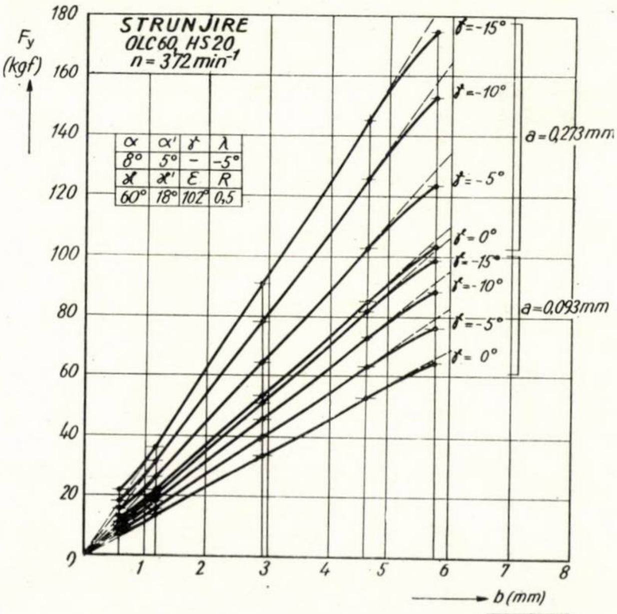


Fig. 3. Variaţia forţei radiale de aşchiere F_y în raport cu unghiul de degajare γ la strunjirea longitudinală pentru lăţimea de aşchiere $b = 0{,}58 \ldots 5{,}78$ mm.

forţei de aşchiere F_x; F_y şi F_z creşte în mod diferenţiat în raport cu variaţia unghiului de degajare al sculei, atunci cînd lăţimea aşchiei ia valori cuprinse între 0,58 şi 5,78 mm.

Din diagramele respective se desprinde faptul că la prelucrările prin strunjire longitudinală şi frezare frontală cu lăţimi de aşchie b < 1,16 mm şi unghi de degajare al sculei cuprins între 0 şi — 15 grade, componenta de avans F_x şi de respingere F_y a forţei de aşchiere, creşte cu 4 pînă la 5,7 % şi respectiv cu 2,8 pînă la 4,3 %, cînd mărimea unghiului de degajare al sculei variază, în sens negativ, cu un grad, în timp ce componenta principală F_z creşte numai cu 2,5 pînă la 3,5 %. Pe măsură ce lăţimea aşchiei creşte componentele forţei de aşchiere îşi modifică gradul de creştere. Astfel, pentru lăţimi de aşchie 1,16<b<5,78 mm, componenta forţei de aşchiere în direcţia de avans F_x şi de respingere F_y înregistrează o creştere în sens progresiv de 4,5 pînă la 2 % şi respectiv de 3,8 pînă la 1,5 % cînd unghiul de degajare al sculei variază cu un grad, în timp ce componenta principală a forţei de aşchiere F_z creşte numai cu 1 %. Creş-

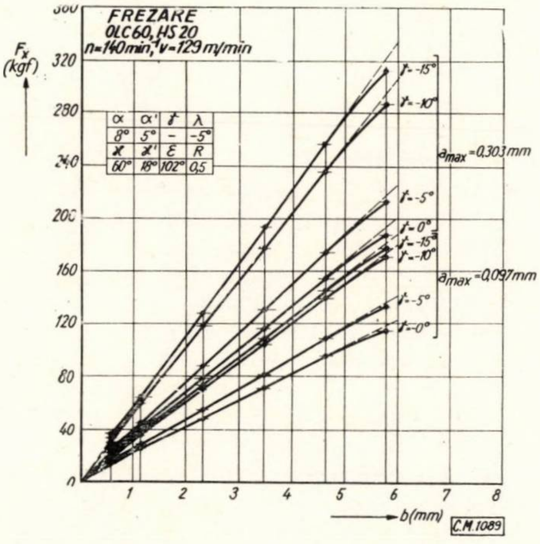


Fig. 4. Variaţia forţei de avans F_x în raport cu unghiul de degajare γ la frezarea frontală pentru lăţimea de aşchiere b = 0,58 . . . 5,78 mm.

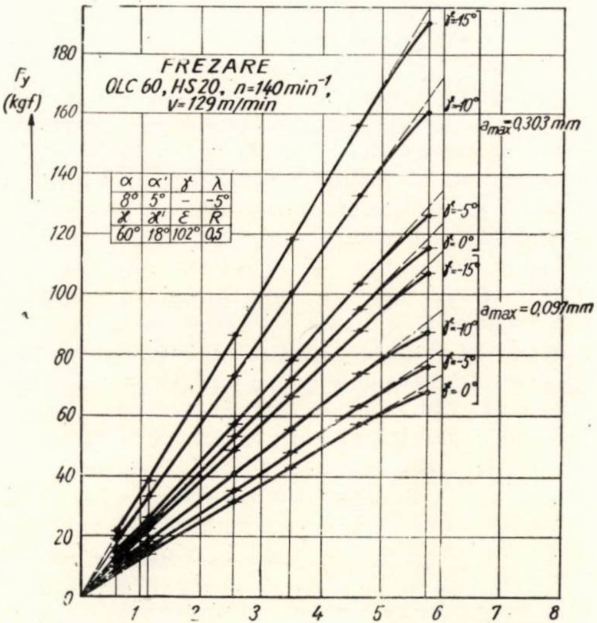


Fig.. 5. Variaţia forţei radiale de aşchiere F_y în raport cu unhiul de degajare γ la frezarea frontală pentru lăţimea de aşchiere b = 0,58 . . . 5,78 mm.

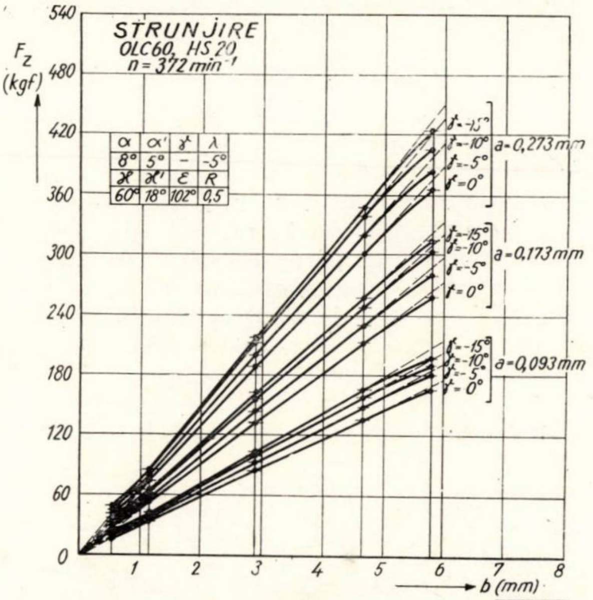


Fig. 6. Variaţia forţei principale de aşchiere F_z în raport cu unghiul de degajare γ la strunjirea longitudianlă pentru lăţimea de aşchiere b = 0,58 . . . 5,78 mm.

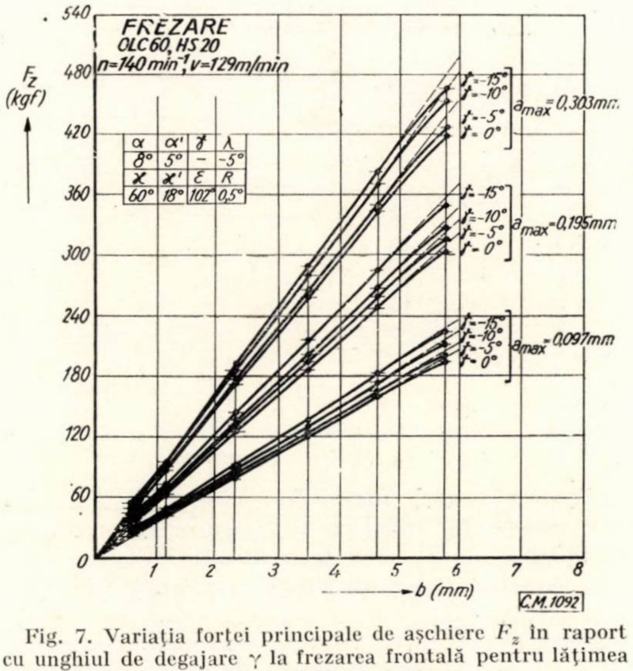


Fig. 7. Variaţia forţei principale de aşchiere F_z în raport cu unghiul de degajare γ la frezarea frontală pentru lăţimea de aşchiere b = 0,59 . . . 5,78 mm.

terea în mod neuniform a componentelor forței de așchiere F_x; F_y; și F_z în raport cu unghiul de degajare al sculei și lățimea așchiei, se datorește variației neuniforme a mărimii coeficientului de tasare și unghiului de alunecare al elementului de așchie în domeniul cercetat.

Astfel, rezultatele experimentale prezentate în figurile 2 ... 7, arată că în cazul prelucrărilor mecanice cu lățimi de așchie mai mici decît 1,16 mm, datorită influenței exercitate de către raza de la vîrf a sculei asupra procesului de formare a așchiei și asupra vitezei sale de deplasare pe suprafața de degajare, viteză care-și modifică continuu mărimea și direcția de-a lungul muchiei de tăiere, precum și influenței exercitate de către unghiul de degajare a cărui mărime variază continuu, de la o valoare dată pînă la — 90°, de-a lungul arcului de cerc determinat de raza de ascuțire al tăișului, așchia rezultată în urma procesului complex de deformare plastică va înregistra valori ridicate pentru coeficientul de tasare, figurile 8 a și 8 b, iar componentele forței de așchiere F_x, F_y, și F_z vor crește pe măsură ce parametrii variabili menționați scad pînă la o anumită valoare, ca apoi mărimea lor să tindă spre zero [5], [6], [7], [8].

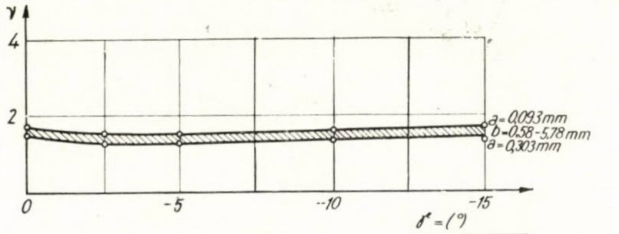


Fig. 8. a Variația coeficientului de tasare al așchiei în raport cu unghiul de degajare al sculei.

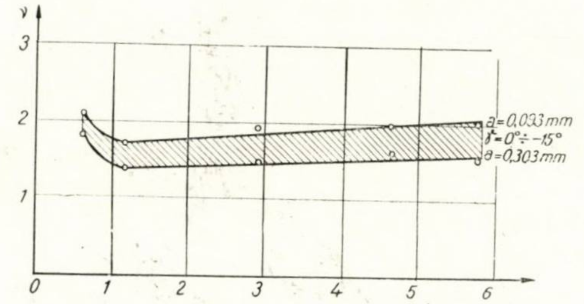


Fig. 8 b. Variația coeficientului de tasare al așchiei în raport cu lățimea de așchiere.

Pentru stabilirea modului în care coeficientul de tasare influențează mărimea forței de forfecare din planul de alunecare al elementului de așchie se folosește relația (1) cu ajutorul căreia se determină mărimea aproximativă a unghiului de alunecare:

$$\mathrm{tg}_a\,\beta = \frac{\cos\gamma}{k_a - \sin}\,. \qquad (1)$$

Relația (1) arată că în condițiile prelucrărilor mecanice, cu lățimi de așchii mai mici decît 1,16 mm și unghiuri de degajare cuprinse între 0° și — 15°, cînd coeficientul de tasare crește cu valori mai mari față de cele ale funcțiilor trigonometrice, unghiul de alunecare (β) scade iar forța de forfecare și implicit componentele forței de așchiere F_x F_y, F_z vor crește, ca urmare a creșterii dimensiunilor planului de alunecare al elementului de așchie și a coeficientului interior (μ_i) și exterior (μ_e) de frecare [2] [3], [9], [10]. Urmărind evoluția rezultatelor experimentale (fig. 2 ... 7) la prelucrările mecanice cu lățimi de așchie cuprinse între 1,16 și 5,78 mm, se observă că mărimea componentelor forței de așchiere F_x, F_y și F_z înregistrează o creștere procentuală mai mică față de aceea obținută la prelucrările mecanice cu lățimea așchiei mai mică decît 1,16 mm, cînd unghiul de degajare al sculei este de la 0° pînă la — 15°. Acest fapt se explică prin diminuarea influenței exercitată de către raza de la vîrful sculei, asupra gradului de deformare al așchiei, pe măsură ce lățimea așchiei crește și ca atare mărimea coeficientului de tasare variază în mod corespunzător și o dată cu aceasta și coeficientul interior și exterior de frecare. În asemenea condiții, unghiul de alunecare crește, iar forța de forfecare din planul de alunecare variază în mod corespunzător, aproape, direct proporțional cu creșterea unghiului de degajare și lățimea așchiei. Din analiza curbelor de variație a mărimii componentelor forței de așchiere F_x, F_y și F_z, stabilite pentru valori ale unghiului de degajare cuprinse între 0° și — 15° și lățimi de așchie care variază între 0,58 și 5,78 mm, rezultă că la prelucrările mecanice prin strunjire logitudinală și frezare frontală cu lățimi de așchie $b<1{,}16$ mm și $b>4{,}66$ mm, componentele forței de așchiere prezintă tendința de a varia exponențial în raport cu lățimea așchiei. Acest mod de variație se explică în felul următor: dacă lățimea așchiei este mai mică decît 1,16 mm, atunci raza de la vîrf a sculei, împreună cu alți factori, exercită o influență puternică asupra gradului de deformare al așchiei și prin urmare coeficientul de tasare va înregistra valori ridicate (fig. 8. b) și ca atare unghiul de alunecare scade în timp ce forța de forfecare din planul de alunecare al elementului de așchiere crește. Dimpotrivă, dacă lățimea așchiei este mai mare decît 4,66 mm, raza de la vîrful sculei încetează să mai influențeze în mod deosebit gradul de deformare al așchiei, dar cu toate acestea sub acțiunea razei de ascuțire a tăișului, vitezei de deplasare a elementului de așchie pe suprafața de degajare, unghiului de degajare, uzurii sculei și a altor factori, coeficientul de tasare crește (fig. 8 b) și o dată cu acesta crește și forța de forfecare din planul de alunecare, întrucît unghiul de alunecare scade.

Creşterea liniară a componentelor forţei de aşchiere pentru lăţimi de aşchie cuprinse între 1,16 şi 4,66 este proporţională în raport cu variaţia unghiului de degajare şi coeficientului de tasare (fig. 8 a şi 8 b) şi ca atare forţa de aşchiere creşte direct proporţional cu forţa de forfecare din planul de alunecare.

Studiul diagramelor prezentate (fig. 2 ... 7) pune în evidenţă faptul că în condiţiile folosirii aceloraşi parametri geometrici şi tehnologici de lucru la strunjirea longitudinală şi frezarea frontală, atît unghiul de degajare (γ) cît şi lăţimea aşchiei influenţează mărimea componentelor forţei de aşchiere în aceeaşi măsură, cu toate acestea, forţele de aşchiere la maşinile verticale de frezat, sînt totdeauna mai mari în raport cu cele întîlnite la strungurile normale. Justificarea acestui fenomen se explică în felul următor :

a) datorită formelor geometrice diferite ale semifabricatului impuse de către cinematica şi rolul funcţional al celor două tipuri de maşini-unelte, condiţiile de formare şi eliminare a aşchiei formate în timpul pătrunderii sculei în stratul de aşchiere, devin tot mai grele la frezare pe măsură ce lăţimea aşchiei creşte, deoarece în acest caz suprafaţa de aşchiere are o formă concavă în timp ce la strunjire aceasta rămîne tot timpul convexă ;

b) în condiţiile prelucrărilor mecanice cu ajutorul celor două maşini-unelte cu aceiaşi parametri geometrici şi tehnologici, rezultă că dimensiunea suprafeţei de alunecare din planul de forfecare la frezare este mai mare în raport cu cea rezultată la strunjire şi ca atare forţele de aşchiere cresc şi mod corespunzător ;

c) studiindu-se variaţia coeficientului de tasare în raport cu unghiul de degajare al sculei şi lăţimea aşchiei în cazul prelucrărilor mecanice pe cele două maşini-unelte în condiţii identice de lucru, s-a stabilit că valorile coeficientului de tasare obţinute la frezarea frontală sînt mai mari decît acelea întîlnite la strunjirea longitudinală, (fig. 8 a, 8 b zona haşurată), obţinîndu-se în felul acesta la frezare, unghiuri de forfecare pentru elementul de aşchiere, mai mici, şi în consecinţă componentele forţei de aşchiere vor fi mai mari, faţă de cele înregistrate la strunjire. Acest mod de interpretare, este în deplină concordanţă cu literatura de specialitate [4] ; [10].

Din cele prezentate se conturează ideea că prin interpretarea rezultatelor experimentale prin prisma legăturii dintre unghiul de degajare al sculei, lăţimea aşchiei, raza de la vîrful sculei, raza de ascuţire a tăişului, viteza de deplasare a elementului de aşchie pe suprafaţa de degajare a sculei, coeficientul de tasare, unghiul de forfecare şi forţa de forfecare din planul de alunecare al elementului de aşchie se pot explica legile de variaţie ale mărimii componentelor forţei de aşchiere în raport cu unghiul de degajare al sculei şi lăţimea aşchiei la prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală şi frezare frontală.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Z. Duca*—Bazele teoretice ale prelucrărilor pe maşini-unelte. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică 1969

[2] *N. N. Zorev* — Der Einfluss der Grundfaktoren auf den Spanbildungsprozess. Industrie-Anzeiger Essen Nr. 20—10 März 1959 S 294—298

[3] *Opitz H.* Stand der Zerspanungsforschung Microtechnic vol. XIV Nr. 4.

[4] *Kronenberg M.* — Grundzüge der Zerspanungslehre. Bd. 1 und 2 Berlin Springer — Verlag 1964.

[5] *Weber H.* — Mechanik des Spanbildungsvorganges Dresden Habilitationsschrift T. U. 1968.

[6] *Meyer K. F.* — Vorschub und Richtwerte beim Dreihen mit Hartmetallwerkzeugen. Dissertation T. H. Aachen 1963.

[7] *Neubert A.* — Einfluss der Schnittkräfte auf die Vorschubkraft beim Stirnfräsen Dissertation T. H. Karl-Marx-Stadt 1963

[8] *Dumitraş C.* — Vergleich zwischen den auftretenden Schnittkräfte beim Drehen und Stirnfräsen. Dissertation T. H. Karl-Marx-Stadt 1968.

[9] *Hucks H.* — Plastizitätsmechanische Theorie der Spanbildung. Werkstatt und Betrieb 1952 Heft 1 S. 1. — 40.

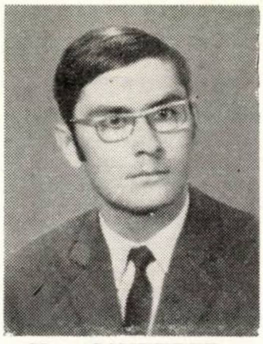
[10] *Dumitraş C.* — Calculul forţelor de aşchiere F_x, F_y, F_z, la maşinile verticale de frezat, pe baza relaţiilor matematice, stabilite în cazul strunjirii longitudinale. Construcţia de Maşini nr. 9/1970 pag. 536—542.

◆

CZ 621. 9. 047. 4. 669. 018. 25

Asupra prelucrării metalelor dure pe cale electrolitică

Ilie GAVRILĂ



Hans SCHEERER

Gavrilă Ilie, a absolvit facultatea de MATEMATICĂ – FIZICA, la Universitatea „Victor Babeş" din Cluj, în anul 1956. Este lector universitar la Institutul pedagogic din Braşov din anul 1961. Începînd din anul 1968 deţine funcţia de şef al catedrei de fizică.

Scheerer Hans, a absolvit facultatea de FIZICA a Universităţii Babeş—Bolyai din Cluj, în anul 1966. Este asistent universitar la Institutul pedagogic din Braşov începînd din anul 1966.

Prelucrarea metalelor pe cale electrolitică constituie o problemă importantă în domeniul cercetării aplicate. Aplicarea acestei metode noi a început în anul 1960 în Anglia [1]. Cercetări în acest domeniu au avut loc şi în ţara noastră [2, 3], luînd în decursul unui deceniu o dezvoltare destul de mare. Cercetările efectuate pînă în prezent, în acest domeniu, au stabilit o serie de parametri optimi privind distanţa între anod şi catod, viteza de îndepărtare a produselor de electroliză în funcţie de temperatura electrolitului, probleme ale rugozităţii etc.

În lucrarea noastră ne-am propus studierea vitezei optime de îndepărtare a produselor de electroliză, în funcţie de viteza de circulaţie a electrolitului care cade pe piesa de prelucrat, precum şi în funcţie de concentraţia electrolitului.

1. *Modul de experimentare*

Cercetările au fost efectuate cu ajutorul unei instalaţii adecvate, formată dintr-o cuvă electrolitică, cu o instalaţie de scurgere a electrolitului, dintr-un dispozitiv de prins electrodul de prelucrat şi din electrodul sculă, de formă cilindrică, prevăzut cu o izolaţie laterală şi cu un orificiu de scurgere a electrolitului. Electrodul sculă este montat pe un dispozitiv cu ajutorul căruia se poate asigura deplasarea, pe măsură ce este îndepărtat metalul din orificiul care se face.

Circuitul electric pentru realizarea procesului de electroliză este alimentat de la un redresor cu seleniu de putere 500 W. Controlul curentului, respectiv al tensiunii dintre cei doi electrozi, s-a realizat cu ajutorul a două instrumente de măsură corespunzătoare (ampermetrul cu valoarea de 0—10 A şi precizia ± 0,05 A şi voltmetrul de 0 — 15 V cu precizia de ± 0,2 V).

Electrolitul utilizat a fost clorura de sodiu, folosită în concentraţii cuprinse între 5—25%. Viteza de circulaţie a electrolitului a fost cuprinsă între 13—31 m/s. Probele utilizate au fost : bare de fier, de nichel, oţel OLC 45, pastile vidia T_{15}.

Cantităţile de metal îndepărtat s-au determinat prin cîntărirea piesei înainte şi după prelucrare, cu o balanţă de laborator (precizi ± 1 mg).

2. *Prezentarea datelor experimentale*

În urma efectuării găuririi electrolitice s-a obţinut o serie de date interesante. În figura 1 sînt prezentate rezultatele obţinute la găurirea unor bare de fier moale (linia *1*), a unor bare de nichel (linia *2*) şi a unor pastile vidia (linia *3*). Găurile s-au efectuat cu o soluţie de 10% clorură de sodiu, la temperatura de 25°C.

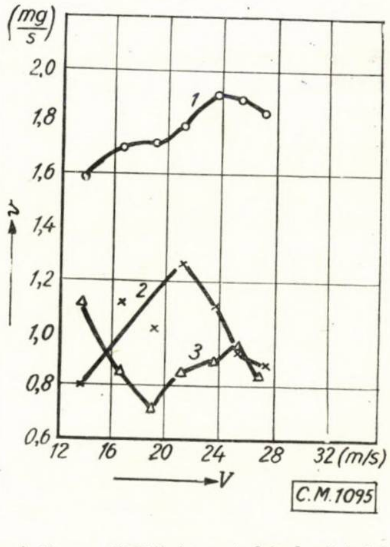


Fig. 1. Variaţia cantităţii de metal îndepărtat în funcţie de viteza de circulaţie a electrolitului.

Din rezultatele prezentate se constată că viteza de îndepărtare a cantităţii de metal de pe anod depinde de viteza de circulaţie a electrolitului, care cade pe anod, şi de natura metalului. Din figura 1 se poate vedea de altfel că valorile maxime ale vitezei de îndepărtare a metalului de pe anod descresc cu creşterea durităţii metalului de prelucrat. Deşi nu avem posibilitatea de a prezenta o regulă generală asupra vitezei de circulaţie optime, se constată totuşi că viteza maximă de circulaţie corespunzătoare cantităţii maxime de metal îndepărtată de pe electrod este de asemenea diferită de la metal la metal.

Tabela 1

Viteza de curgere a electrolitului m/s		13,5	16,5	19,1	21,3	23,4	25,2	27.0
Viteza de îndepărtare a produselor de electroliză mg/s	Fier moale	1,58	1,70	1,70	1,78	1,91	1,88	1,82
	Nichel	0,79	1,11	1,01	1,26	1,10	0,93	0,87
	Vidia T_{15}	1,11	0,86	0,72	0,86	0,90	0,96	0,85

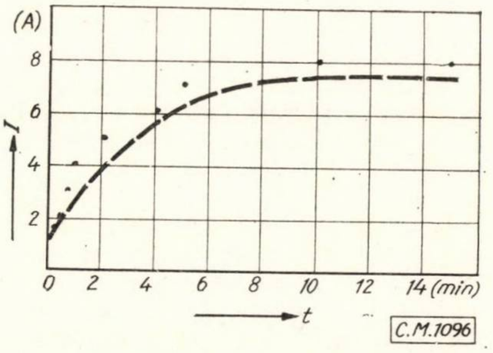


Fig. 2. Variația densității de curent electric în timpul găuririi în funcție de timpul de găurire pentru diferite concentrații ale electrolitului.

Din rezultatele experimentale se constată următoarele : cantitatea de metal îndepărtată de pe anod trece printr-un maxim care variază de la metal la metal. Din tabela 1 se poate observa că pentru fier moale cantitatea maximă de metal îndepărtat de pe anod este atinsă pentru viteza de circulație a electrolitului în valoare de 23 m/s, pentru nichel de 21 m/s, iar pentru vidia se pare că există două maxime, unul pentru viteza de 13 m/s și altul pentru 25 m/s.

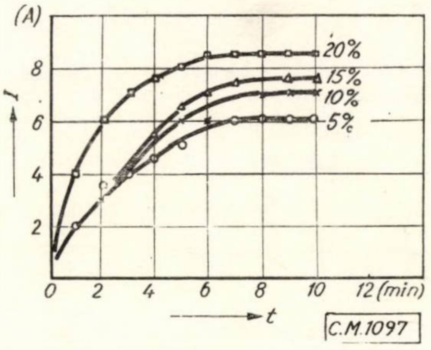


Fig. 3. Variația optimă a curentului de lucru : a) linia continuă reprezintă variația maximă ; b) linia întreruptă reprezintă variația optimă.

Din cercetările experimentale se constată dificultăți la pornirea instalației precum și la menținerea constantă a interstițiului de lucru. Acest lucru se poate realiza pe baza controlării permanente a intensității, respectiv a tensiunii de lucru, care trebuie menținute constante prin reglarea distanței dintre electrozi. În figura 2 s-a reprezentat valoarea optimă a intensității care trebuie să treacă prin circuit în cazul efectuării unor găuri la pastile vidia cu soluție de 10 NaCl. Linia punctată indică valorile maxime ale intensității curentului pînă la care este preîntîmpinată apariția scînteilor care, după cum se știe, produc defecțiuni în ce privește precizia prelucrării. Valoarea intensității curentului din circuit, pentru aceleași condiții de funcționare, depinde de concentrația electrolitului utilizat. La concentrații mai mari, valorile optime ale intensității curentului sînt mai mari (fig. 3).

3. *Discuții*

Procesul de electroliză este supus, în condiții normale de presiune, legii lui Faraday. În cazul unor presiuni variabile ale electrolitului, respectiv al unor viteze de circulație a electrolitului mari, cantitatea de produse de electroliză îndepărtate în unitatea de timp de pe anod este dependentă de mai mulți parametri :

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = f\ (v,\ t,\ d,\ c), \tag{1}$$

unde v este viteza de circulație a electrolitului, t — timpul de funcționare a dispozitivului, d — distanța între electrodul sculă și piesă și c — concentrația electrolitului.

Dacă ținem cont de legea lui Faraday pentru electroliză, putem scrie că masa produselor de electroliză îndepărtate de pe anod se exprimă prin relația :

$$m = kE(t)\ \gamma(t)\ \mathrm{d}t, \tag{2}$$

unde $E(t)$ reprezintă intensitatea cîmpului electric dintre electrozi ($E = U/d$), $\gamma\ (t)$ — conductibilitatea electrolitului. Înlocuind în relația (1) obținem :

$$\frac{\mathrm{d}\ m}{dt} = k\ E(t)\gamma\ (t), \tag{3}$$

iar dacă presupunem că distanța dintre electrozi este absolut constantă, relația (3) se mai poate scrie :

$$\frac{\mathrm{d}\ m}{\mathrm{d}t} = k_1 U(t)\ \gamma(t), \tag{4}$$

unde $k_1 = \frac{k}{d}$.

Cum însă în timpul de funcţionare al dispozitivului de găurire t şi distanţa dintre electrozi (x) variază, putem scrie:

$$E = E(t,\ x), \tag{5}$$

unde:

$$x = f(t)$$

Condiţiile în care s-au desfăşurat experienţele au fost:

Cazul 1

a) Concentraţia constantă;

b) viteza de circulaţie a electrolitului variabilă;

c) distanţa dintre electrozi constantă (deci E = const.).

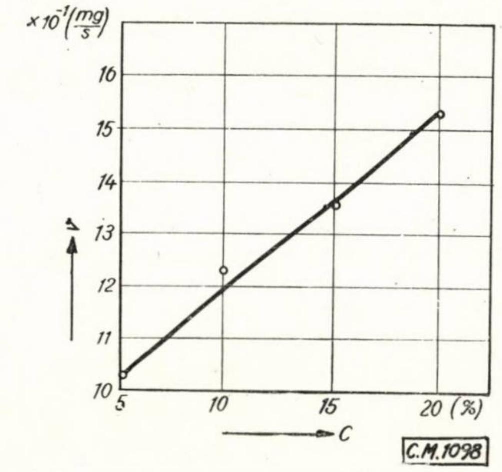


Fig. 4. Dependenţa cantităţii de metal îndepărtat de concentraţia electrolitului.

În acest caz, la un volum mare de soluţie (100 l) s-a putut considera constantă conductibilitatea. Intensitatea cîmpului electric s-a menţinut constantă în timpul experienţei, după 4 min de la începerea experienţei.

În cazul acesta, relaţia (4) se poate scrie folosind datele experimentale:

$$\frac{\mathrm{d}\,m}{\mathrm{d}t} = f(v). \tag{6}$$

Cazul 2

a) Concentraţia variabilă;

b) viteza de circulaţie a electrolitului constantă;

c) distanţa dintre electrozi constantă (E = =const.).

În acest caz, variaţia $\frac{\mathrm{d}\,m}{\mathrm{d}t}$ în funcţie de concentraţie este liniară (fig. 4) şi se poate scrie:

$$\frac{\mathrm{d}\,m}{\mathrm{d}t} = k'C + k'', \tag{7}$$

unde k' şi k'' sînt nişte constante care depind de cantitatea de metal îndepărtată, de natura metalului şi de electrolitul utilizat. Pentru cazurile experimentale date, valorile lor sînt: $k' = 0{,}03$, $k'' = 0{,}92$.

De menţionat este că relaţia (7) este valabilă în domeniul concentraţiilor mari. La concentraţii sub 5% nu am efectuat încă cercetări. Considerăm că la astfel de concentraţii nu mai poate exista o dependenţă liniară între concentraţie şi dm/dt.

4. *Concluzii*

Din experimentările efectuate asupra găuririi electrolitice a unor metale se constată următoarele:

a) Cantitatea de substanţă îndepărtată de pe piesa anodică atinge un maxim pentru o anumită valoare a vitezei de circulaţie a electrolitului. Acest maxim descreşte cu creşterea durităţii metalului de prelucrat.

b) Cantitatea de substanţă îndepărtată de pe electrod creşte cu concentraţia soluţiei de electrolit.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gavrilaş, I., Stan, N., Gîrleanu, L.* Prelucrări electrice în construcţia de maşini . Bucureşti, Ed. tehnică, 1968.

[2] *Crişan, G., Ivan, M.* In : Construcţia de Maşini, nr. 10, 1966, p. 583.

[3] *Crişan, G., Ivan, M.* În : Construcţia de Maşini, nr. 11, 1966, p. 641.

[4] *Volfkovici, I. E.* În : Prom. energhetika, nr. 10, 1962, p. 39.

[5] *Williams, L.* În : La machine moderne, nr. 646, 1963, p. 26.

* * *

Ing. Radu IATAN

CZ 621. 928.028. 7. 004

Asupra comportării în exploatare a sitelor din tablă

Iatan, I. Radu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din București, în 1969. Este asistent universitar în cadrul catedrei Colectivului de utilaj chimic (catedra procedee și aparate) din Institutul politehnic — București

În timpul separării pe sită, după dimensiunile granulelor, a unui amestec polidispers, se urmărește ca toate particulele cu dimensiuni mai mici decît dimensiunea ochiurilor sitei să treacă în fracțiunea utilă. În practică însă, o parte din particulele mici sînt antrenate în refuz, ceea ce micșorează randamentul separării. Aceasta se datorește mai multor cauze :

— în cazul cînd materialul granular cade perpendicular sau oblic pe sită, o parte din particule se lovesc de tabla sitei ;

— în cazul cînd materialul granular se deplasează alunecînd pe sită, particulele pot avea viteză relativă mai mare decît viteza limită de separare [1], sărind peste ochiuri ;

— umiditatea adsorbită la suprafața particulelor fac ca granulele mici să se lipească între ele și de tabla sitei ;

— fenomenul de stratificare, ce apare în timpul procesului de separare mai ales cînd stratul de material de pe sită este gros, face ca particulele mici să se găsească deasupra celor cu dimensiuni mai mari decît ochiurile sitei ;

— unghiul dintre sită și direcția de deplasare a particulelor este prea mic, ceea ce face ca probabilitatea de trecere a particulelor prin ochiuri să fie redusă.

În lucrarea de față ne propunem un studiu al probabilității de trecere pentru sitele din tablă, cu găuri noi. În literatură sînt redate relații de calcul al probabilității de trecere în cazul sitelor din împletitură cu ochiuri pătrate, așezate orizontal [1], [2], [3] sau înclinat [4]. Printre factorii care influențează probabilitatea de trecere se pot enumera : forma și dimensiunile ochiurilor și particulelor, grosimea tablei din care se execută sita, unghiul dintre sită și direcția de cădere a particulelor, uzura sitei, temperatura mediului ambiant etc. Pentru calculul probabilității de trecere se consideră că particulele au formă sferică și că trec sigur prin sită atunci cînd în cădere nu ating tabla.

Site cu găuri circulare. Utilizarea sitelor cu găuri circulare duce la obținerea fracțiunii utile cu compoziția granulometrică cea mai uniformă, dar în schimb rămîn în refuz mai multe particule mărunte, ceea ce face ca acest tip de site să se folosească pentru ciuruirea mare ($d > 25$ mm) și medie ($5 \leqslant d \leqslant 25$ mm)*.

Pentru obținerea unor site suficient de rezistente, avînd o suprafață activă cît mai mare cu putință, se alege aproape întotdeauna execuția I (fig. 1 a), cu găurile așezate în vîrfurile unor hexagoane de latură l. De asemenea, în practică, mai este întîlnită și execuția II (fig. 1, b) cu găurile așezate în vîrfurile unor pătrate de latură $2l$.

Pentru stabilirea relației de calcul al probabilității de trecere a particulelor prin ochiurile sitei se utilizează figura 2, unde :

d — dimensiunea ochiului ;
l — distanța dintre centrele găurilor în direcția de deplasare a materialului pe suprafața sitei ;
δ — grosimea tablei ;
d_p — diametrul particulelor ;
φ — unghiul de înclinare a sitei față de orizontală, cînd particulele cad vertical, sau unghiul dintre sită și direcția de cădere a particulelor, cînd acestea parcurg alte traiectorii.

Probabilitatea de trecere rezultă ca raport între proiecțiile ariilor ochiului și zonei de influență (fig. 1 ; delimitată cu linie întreruptă)**, pe un plan perpendicular pe direcția de deplasare a particulelor. Proiecția ochiului fiind o elipsă, rezultă în urma calculelor :

$$P_{0,\mathrm{II}}^{***} = 0{,}907\left(\frac{d}{l}\right)^2\left(1 - \frac{d_p}{d}\right)\left(1 - \frac{\delta}{d}\,\mathrm{tg}\,\varphi - \frac{d_p}{d}\cdot\frac{1}{\cos\varphi}\right) \qquad (1)$$

pentru execuția I, și :

$$P_{0,\mathrm{II}} = 0{,}785\left(\frac{d}{l}\right)^2\left(1 - \frac{d_p}{d}\right)\left(1 - \frac{\delta}{d}\,\mathrm{tg}\,\varphi - \frac{d_p}{d}\cdot\frac{1}{\cos\varphi}\right) \qquad (2)$$

pentru execuția II.

---

* d — dimensiunea ochiului.

** În cazul execuției I (fig. 1a), zona de influență poate avea și forma unui hexagon cu aria egală cu cea a zonei dreptunghiulare.

*** Indicii inferiori reprezintă : 0 — gaură circulară ; I, II, — — tipul execuției.

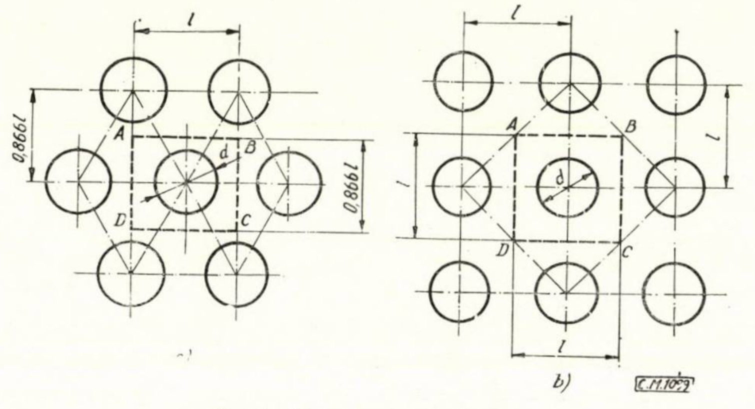


Fig. 1. Site cu găuri circulare:
a – execuţia I; b – execuţia II.

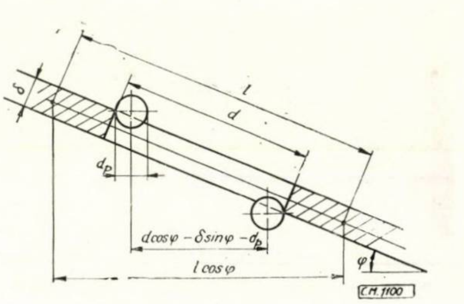


Fig. 2. Schemă pentru stabilirea relaţiei de calcul al probabilităţii.

Pentru sitele aşezate orizontal se obţine:

$$P_{0,\mathrm{I}} = 0{,}907\left(\frac{d}{l}\right)^2\left(1-\frac{d_p}{d}\right)^2 \tag{3}$$

pentru execuţia I, şi:

$$P_{0,\mathrm{II}} = 0{,}785\left(\frac{d}{l}\right)^2\left(1-\frac{d_p}{d}\right)^2 \tag{4}$$

pentru execuţia II.

Pentru sitele STAS 1078—66, rapoartele adimensionale d/l, δ/d sînt prezentate în tabela 1.

În figura 3 sînt reprezentate curbele de probabilitate pentru sita 8 R STAS 1078 — 66, trasate pe baza relaţiilor (1) şi (2).

Unghiul maxim de înclinare a sitei, definit ca cel corespunzînd cazului cînd probabilitatea de trecere este nulă, se determină cu ajutorul relaţiei:

$$\varphi_{max} = \arccos\left(\frac{d_p}{d}\cos\gamma\right) - \gamma, \tag{5}$$

obţinută prin egalarea cu zero a relaţiei (1), respectiv (2), unde:

$$\gamma = \mathrm{arctg}\,\frac{\delta}{d}. \tag{6}$$

Se observă (5) că pentru fiecare dimensiune a particulelor, în cazul unei aceleiaşi site, se obţine cîte o valoare φ_{max} (fig. 3).

Probabilitatea de trecere pentru oricare altă sită cu găuri circulare, pentru aceleaşi valori ale raportului d_p/d, poate fi determinată în funcţie de probabilitatea obţinută pentru sita 8 R. Rezultă:

$$(P_{0,\mathrm{I,II}})_i = 1{,}96\,P_{0,\mathrm{I,II}}\left(\frac{d}{l}\right)_i^2\left[A - B\left(\frac{\delta}{d}\right)_i\right], \tag{7}$$

unde mărimile A şi B se calculează cu relaţiile:

$$A^* = \frac{1-\dfrac{d_p}{d}\,\dfrac{1}{\cos\varphi}}{1-\dfrac{\delta}{d}\,\mathrm{tg}\,\varphi-\dfrac{d_p}{d}\cdot\dfrac{1}{\cos\varphi}}; \tag{8}$$

Tabela

Valorile rapoartelor $\frac{d}{l}$, $\frac{\delta}{d}$ pentru sitele din tablă STAS 1078—66

marca sitei*	d/l	δ/d	execuţie	marca sitei*	d/l	δ/d	execuţie
0,5	0,500	1,000	I	14	0,787	0,107	I
0,8	0,500	1,250		15	0,794	1,100	
1,0	0,500	1,000		16	0,800	0,0937	
1,2	0,500	0,833		18	0,800	0,0834	
1,4	0,510	0,714		20	0,800	0,0750	
(1,5)	0,500	0,667		22,4	0,800	0,0670	
1,8	0,500	0,556		25	0,794	0,0600	
2,0	0,563	0,500		30	0,790	0,0500	
2,5	0,568	0,400		31,5	0,787	0,0476	
2,8	0,622	0,357		35	0,795	0,0715	
3,0	0,625	0,333		40	0,800	0,0625	
3,5	0,625	0,286		45	0,804	0,0556	
4,0	0,635	0,250		50	0,794	0,0500	
4,5	0,662	0,333		55	0,792	0,0454	
5,0	0,685	0,300		(60)	0,790	0,0417	
5,6	0,700	0,268		63	0,787	0,0397	
(6,0)	0,674	0,250		65	0,790	0,0385	
6,3	0,700	0,234		70	0,795	0,0357	II
7,0	0,700	0,214		80	0,800	0,0313	
8,0	0,714	0,188		90	0,804	0,0278	
9,0	0,756	0,167		100	0,800	0,0250	
10,0	0,800	0,150		110	0,797	0,0227	
11,2	0,800	0,134		120	0,784	0,0208	
(12,0)	0,790	0,125		125	0,782	0,0200	
12,5	0,781	0,120		150	0,798	0,0167	

* Marca sitei indică diametrul găurii circulare, in mm.

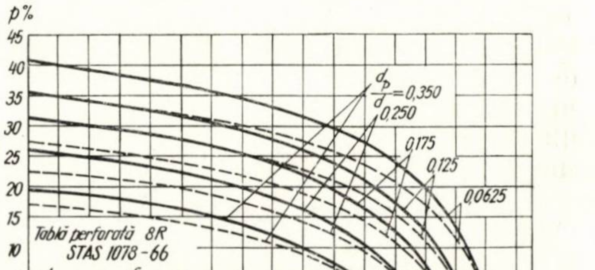


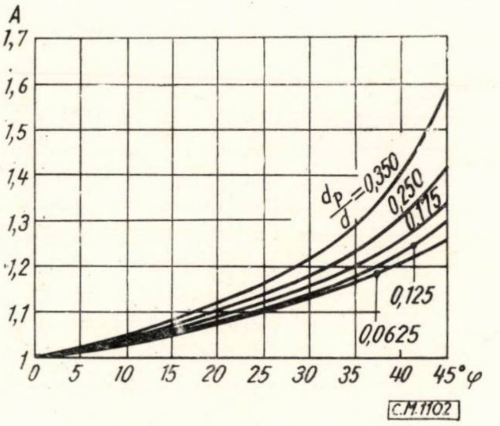
Fig. 3. Curbele de probabilitate pentru sita 8 R STAS 1078—66:
a – curbele cu linie continuă corespund execuţiei I [v. relaţia (1)]; b – curbele cu linie întreruptă corespund execuţiei II [v. relaţia (2)].

---

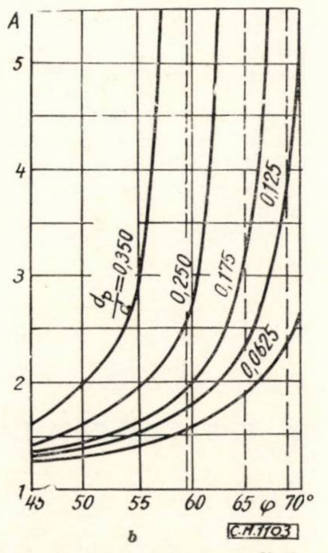
* Raportul $\frac{\delta}{d}$ este caracteristic sitei 8 R STAS 1078 — 66.

$$B = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{1 - \frac{\delta}{d}\operatorname{tg}\varphi - \frac{d}{d_p}\frac{1}{\cos\varphi}} \qquad (9)$$

sau se determină, în funcţie de unghiul φ şi raportul d_p/d, din diagramele prezentate în figurile 4 şi 5.



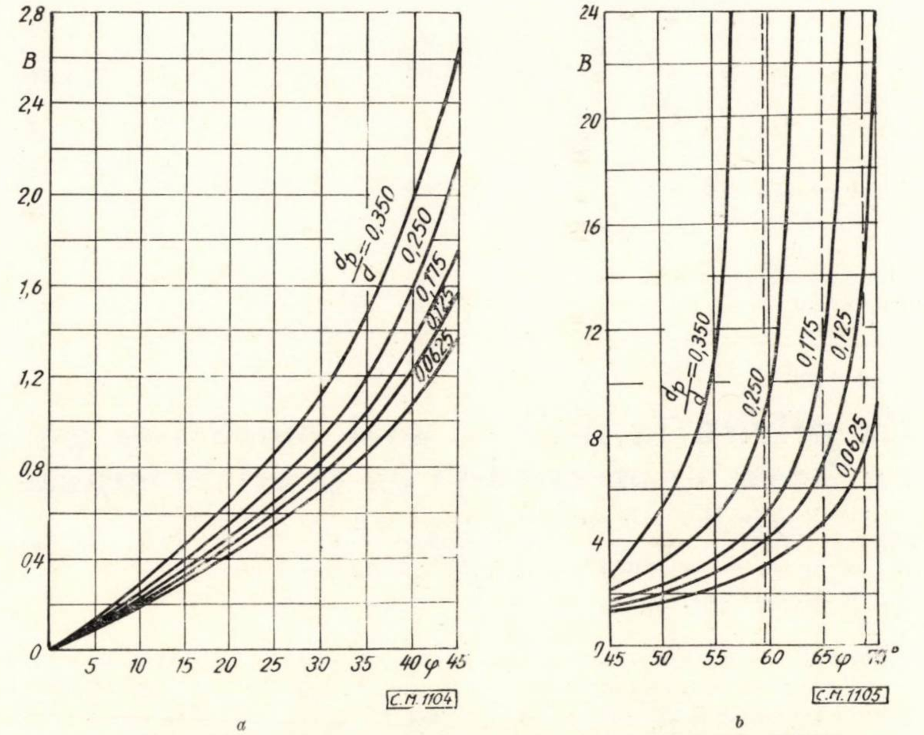
a



b

Fig. 4. Reprezentarea grafică a mărimii A, pe baza relaţiei (8) :

a – reprezentarea pentru $\varphi = 0 \ldots 45°$; b – reprezentarea pentru $\varphi = 45 \ldots 70°$. Dreptele verticale trasate cu linie întreruptă, corespunzînd unghiurilor φ_{max}, reprezintă asimptotele curbelor de variaţie a mărimii A.



a b

Fig. 5. Reprezentarea grafică a mărimii B, pe baza relaţiei (9) :

a – reprezentarea pentru $\varphi = 0 \ldots 45°$; b – reprezentarea pentru $\varphi = 45 \ldots 70°$. Dreptele verticale trasate cu linie întreruptă, corespunzînd unghiurilor φ_{max}, reprezintă asimptotele curbelor de variaţie a mărimii B.

Site cu găuri pătrate. Acestea se execută, conform STAS 1078 – 66, în două variante constructive (fig. 6). Utilizînd pentru determinarea probabilităţii de trecere a particulelor prin ochiurile sitei figura 2, se obţine pentru ambele execuţii :

$$P = \left(\frac{d}{l}\right)^2 \left(1 - \frac{d_p}{d}\right) \left(1 - \frac{\delta}{d}\operatorname{tg}\varphi - \frac{d_p}{d}\frac{1}{\cos\varphi}\right). \qquad (10)$$

Unghiul maxim de înclinare a sitei, pentru care probabilitatea de trecere este nulă, se obţine de asemenea cu ajutorul relaţiei (5). Comparîndu-se între ele relaţiile (1), (2) şi (10), rezultă :

$$P = 1{,}105\, P_{0,\mathrm{I}}\,;\; P = 1{,}275\, P_{0,\mathrm{II}}. \qquad (11)$$

Aceste relaţii arată că, pentru aceeaşi dimensiune a ochiurilor şi aceleaşi valori ale rapoartelor adimensionale d/l, δ/d, d_p/d, probabilitatea de trecere în cazul sitelor cu găuri pătrate este mai mare decît a celor cu găuri circulare. Probabilitatea de trecere pentru oricare sită cu ochiuri pătrate poate fi calculată utilizînd relaţiile (7) şi (11).

Concluzii. a) Probabilitatea de trecere a particulelor de material prin ochiurile sitelor scade cu :

— creşterea grosimii tablei din care se execută sita ;

— creşterea dimensiunilor particulelor, pentru granule de dimensiune egală cu cea a ochiului ea fiind nulă ;

— creşterea unghiului de înclinare a sitei faţă de orizontală, cînd particulele cad vertical, sau cu micşorarea unghiului dintre sită şi direcţia de deplasare a particulelor, cînd acestea parcurg alte traiectorii.

b) Pentru valori ridicate ale unghiului φ, probabilitatea de trecere cea mai mare o au

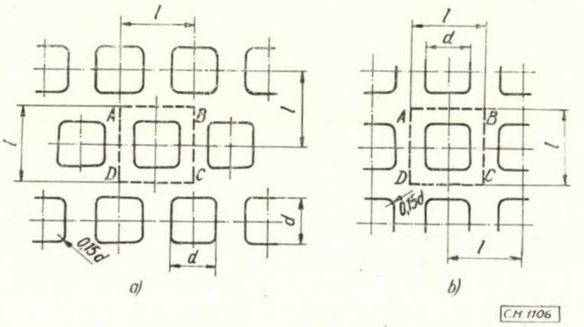


Fig. 6. Site cu găuri pătrate :
a – execuţia I ; b – execuţia II.

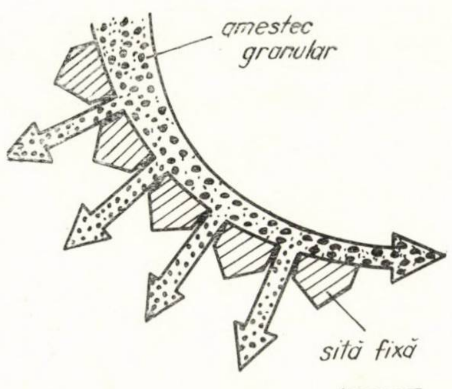


Fig. 7. Ciur curb.

particulele de dimensiuni mici (fig. 3). Astfel, la diverse înclinări ale sitei, se obţine un produs din al cărui spectru granulometric una sau eventual mai multe fracţiuni lipsesc. Această situaţie poate fi observată la ciururile rotative sau ciururile curbe DSM — GMBH (fig. 7). Fracţiunile obţinute în partea superioară a sitei au în componenţa lor mai multe particule fine, pe cînd cele din partea inferioară au mai multe particule grosolane.

c) Datorită unei mai bune utilizări a suprafeţei active pentru ochiuri, probabilitatea de trecere este mai mare pentru sitele cu găuri pătrate decît pentru cele cu găuri circulare.

d) În practică, probabilitatea de trecere este ceva mai mare decît cea obţinută teoretic, datorită faptului că o parte din particulele ce se lovesc de tabla sitei pot trece prin ochiurile acesteia. Practic, dimensiunea ochiurilor sitei se alege cu 10 — 30% mai mare decît dimensiunea maximă a particulelor din fracţiunea utilă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Renert, M.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol. III. E.D.P., Bucureşti, 1962.
[2] *Peicu, R. A.* Maşini pentru construcţii. E. D. P., Bucureşti 1966.
[3] *Levenson, L. B. Tigelnii, P. M.* Maşini şi instalaţii de concasare şi sortare pentru prelucrarea pietrei (traducere din limba rusă). I.D.T., Bucureşti, 1957.
[4] *Popescu, P., Donciu, Th., Popescu, M., Stoicescu, E.* Maşini de construcţii E. T. , Bucureşti, 1966.
[5] DORR—OLIVER, DSM — Bogensieb (prospect).

CZ 621 – 235

Cu privire la sinteza unui mecanism generator de funcţiuni pe baza unor condiţii de precizie impuse*

Dr. ing. Francisc KOVACS – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Dan PERJU – Institutul politehnic – Timişoara
Matem. Ştefan MĂRUŞTERU – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Ştefan MISKOVITS – U.C.M.Reşita

Mecanismele generatoare de funcţiuni au rolul de a asigura transmiterea mişcării de la un element conducător (de intrare) la un element condus (de ieşire) astfel ca între parametrii cinematici mai acestor elemente să se realizeze. o anumită dependenţă — funcţia de reprodus. O funcţiune oarecare dată poate fi reprodusă (teoretic) cu precizie absolută doar cu ajutorul unor mecanisme cu cuple cinematice superioare. În unele situaţii se impune utilizarea unor mecanisme cu elemente articulate datorită avantajelor pe care le prezintă : robusteţe, uzinare şi întreţinere uşoară, randament ridicat, posibilitatea transmiterii comode a mişcării la distanţe relativ mari într-un gabarit redus. Aceste mecanisme au însă dezavantajul că reproduc o funcţiune dată doar aproximativ. În măsura în care precizia cerută face posibilă utilizarea mecanismelor cu elemente articulate, acestea sînt preferabile datorită avantajelor menţionate.

În lucrarea de faţă se prezintă o metodă de sinteză a unui mecanism cu elemente articulat capabil să transmită mişcarea de rotaţie între doi arbori cu un raport de transmitere aproximativ egal cu — 1, mecanism utilizat la sistemul de reglaj al motorului diesel de 2 500 CP, fabricat de U.C.M. Reşiţa.

În acest scop s-a utilizat un mecanism antiparalelogram (fig. 1), la care centroidele mişcării relative a elementelor 2 şi 4 sînt elipsele egale

---

* Lucrarea a fost prezentată la Conferinţa naţională de mecanică aplicată, Bucureşti, iunie 1969.

π_2 și π_4 avînd focarele în punctele A și B, respectiv C și D [1, 3, 4].

Semiaxele elipselor sînt:

$$a = \frac{l_1}{2}, \tag{1}$$

$$b = \frac{1}{2}\sqrt{l_1^2 - l_2^2},$$

și excentricitatea:

$$e = \frac{c}{a} = \frac{l_2}{l_1}. \tag{2}$$

Unghiul de ieșire φ_4 se poate exprima în funcție de cel de intrare φ_2 prin relația [4]:

$$\varphi_4 = 2 \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{1-e}{1+e} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2}\right). \tag{3}$$

Prin derivarea acestei relații în raport cu timpul se poate obține raportul de transmitere între elementele 2 și 4 sub forma:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{1 + e^2 + 2e \cos \varphi_2}{1 - e^2}. \tag{4}$$

Relația (4) dă valoarea absolută a raportului de transmitere ($i > 0$) deoarece, pentru unghiurile φ_2 și φ_4, s-au admis sensuri contrare de măsurare (v. fig. 1).

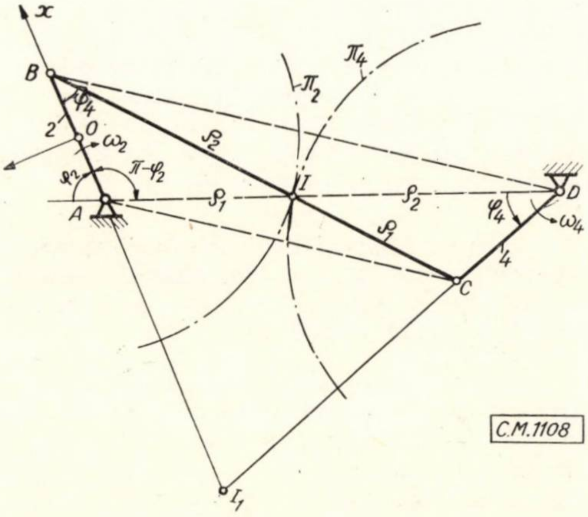


Fig. 1

Valorile extreme ale raportului de transmitere sînt:

$$i_{max} = (i)_{\varphi_2=0} = \frac{1+e}{1-e} = 1 + \frac{2e}{1-e},$$

$$i_{min} = (i)_{\varphi_2=\pi} = \frac{1-e}{1+e} = 1 - \frac{2e}{1+e}. \tag{5}$$

Pentru a afla poziția elementului conducător 2 la care valoarea absolută a raportului de transmitere este egală cu unitatea, se observă că în acest caz triunghiurile ABI sau CDI devin isoscele, deoarece $\rho_1 = \rho_2 \frac{l_1}{2}$ (fig. 2) și deci:

$$\cos \varphi_{40} = \cos (180 - \varphi_{20}) = \frac{\frac{1}{2} l_2}{\rho_1} = \frac{l_2}{l_1} = e$$

sau:

$$\varphi_{40} = \operatorname{arc\,cos} e, \tag{6}$$

$$\varphi_{20} = \operatorname{arc\,cos} (-e).$$

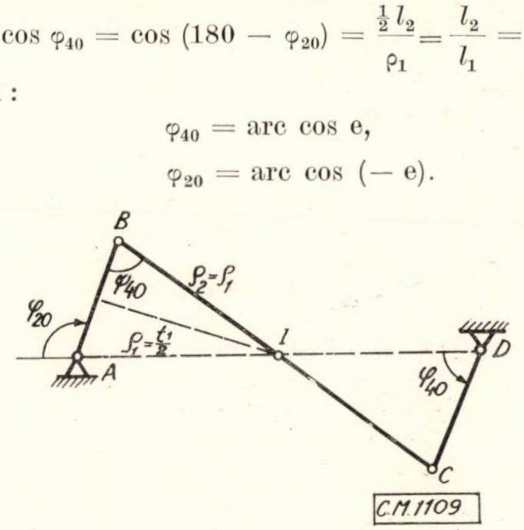


Fig. 2

În figura 3 s-a reprezentat variația raportului de transmitere în funcție de poziția elementului motor AB pentru o rotație completă a acestuia.

1. *Sinteza dimensională a unui mecanism antiparalelogram pe baza unor condiții de precizie impuse*

Sinteza unui mecanism antiparalelogram la care manivela motoare execută o rotație completă.

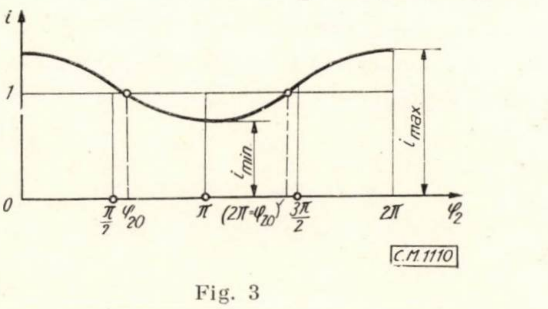


Fig. 3

În acest caz se impune abaterea maximă Δi_{max} a raportului de transmitere.

Relațiile (5) se mai pot scrie sub forma:

$$i_{max} = 1 + \Delta i_{max},$$

$$i_{min} = 1 - \Delta i_{min}. \tag{5'}$$

Din compararea relațiilor (5) și (5') rezultă că abaterea maximă a raportului de transmitere are valoarea:

$$\Delta i_{max} = \frac{2e}{1-e}. \tag{7}$$

De unde:

$$e = \frac{\Delta i_{max}}{2 + \Delta i_{max}}. \tag{8}$$

Cu ajutorul acestei relaţii se pot determina dimensiunile unui mecanism antiparalelogram capabil să transmită mişcarea de rotaţie între doi arbori paraleli situaţi la o distanţă dată l_1, cu o variaţie maximă prescrisă (Δi_{max}) a raportului de transmitere faţă de valoarea -1.

Determinînd excentricitatea e a centroidelor elipse cu ajutorul relaţiei (8) şi ţinînd cont de relaţia (2) se obţine : $l_2 = \overline{AB} = \overline{DC} = e \cdot l_1$,

$$l_1 = \overline{AD} = \overline{BC}. \qquad (9)$$

Sinteza unui mecanism antiparalelogram cu manivele oscilante pentru care la arborele condus nu se depăşeşte o abatere unghiulară dată $\delta\varphi$. Se consideră oscilaţiile manivelei motoare în jurul poziţiei pentru care raportul de transmitere este -1.

Poziţiile extreme ale manivelei vor fi date de relaţia evidentă :

$$\varphi_2 = \varphi_{20} \pm \Delta\varphi_2, \qquad (10)$$

iar cele ale manivelei antrenate de :

$$\varphi_4 = \varphi_{40} \pm \Delta\varphi_4, \qquad (11)$$

în care : φ_{20} şi φ_{40} reprezintă unghiurile manivelelor pentru care $i = -1$;

$\Delta\varphi_2$ — unghiul de oscilaţie a manivelei motoare faţă de poziţia de referinţă;

$\Delta\varphi_4$ — unghiul de oscilaţie corespunzător manivelei conduse.

Cum $i \neq -1$, apare evident o abatere a variaţiei unghiului de ieşire faţă de cel de intrare, adică :

$$\Delta\varphi_4 = \Delta\varphi_2 \pm \delta\varphi, \qquad (12)$$

$\delta\varphi$ fiind abaterea unghiulară maximă la arborele condus .

Ţinînd cont de (12), relaţia (11) devine :

$$\varphi_4 = \varphi_{40} \pm \Delta\varphi_2 + \delta\varphi. \qquad (11')$$

Cu valorile date de (10) şi (11′) relaţia (3) devine

$$\mathrm{tg}\left(\frac{\varphi_{40}}{2} \pm \frac{\Delta\varphi_2}{2} + \frac{\delta\varphi}{2}\right) = \frac{1-e}{1+e}\,\mathrm{tg}\left(\frac{\varphi_{20}}{2} \pm \frac{\Delta\varphi_2}{2}\right). \qquad (13)$$

Cu ajutorul relaţiilor (6) se poate obţine :

$$\mathrm{tg}\,\frac{\varphi_{40}}{2} = \sqrt{\frac{1-1e}{1+e}} \qquad (14)$$

$$\mathrm{tg}\,\frac{\varphi_{20}}{2} = \sqrt{\frac{1+e}{1-e}}$$

şi deoarece $\delta\varphi$ este mic (de regulă sub 1°) se poate pune :

$$\mathrm{tg}\,\frac{\delta\varphi}{2} \cong \frac{\delta\varphi}{2}. \qquad (15)$$

Dezvoltînd relaţia (13) şi ţinînd cont de (14) şi (15), se obţine abaterea unghiulară la arborele de ieşire (pentru un sens sau altul de rotaţie) în funcţie de unghiul de rotaţie la manivela motoare (faţă de poziţia de referinţă) şi excentricitatea e, sub forma :

$$|\delta\varphi| = \frac{2e\,(1-\cos\Delta\varphi_2)}{\sqrt{1-e^2} \pm e\sin\Delta\varphi_2}. \qquad (16)$$

Semnul — corespunde rotirii manivelei motoare în sens trigonometric (φ_2 scade), iar semnul + pentru rotirea în sens orar, faţă de poziţia considerată de referinţă ($i = -1$).

Pornind de la relaţia (16) se poate face sinteza dimensională a mecanismului antiparalelogram explicitîndu-se excentricitatea în funcţie de abaterea unghiulară :

$$e = \frac{|\delta\varphi|}{\sqrt{\delta\varphi^2 + [2(1-\cos\Delta\varphi_2) \pm \delta\varphi\sin\Delta\varphi_2]^2}}. \qquad (17)$$

Pentru valori mici ale abaterii unghiulare ($\delta\varphi < 1°$), în această relaţie se poate neglija termenul $\delta\varphi^2$ de sub radical, cu o eroare ce nu depăşeşte 1%, obţinîndu-se :

$$e \cong \frac{|\delta\varphi|}{2(1-\cos\Delta\varphi_2) \pm \delta\varphi\sin\Delta\varphi_2}. \qquad (17')$$

Se observă că, pentru aceeaşi valoare a abaterii unghiulre $\delta\varphi$, se obţin două valori pentru e după cum manivela motoare se roteşte într-un sens sau altul.

Dacă se cere respectarea unei abateri unghiulare ce nu depăşeşte o anumită valoare maximă prescrisă ($\delta\varphi$) indiferent de sensul de rotaţie, sau pentru o oscilaţie în jurul poziţiei de referinţă cu $\pm\Delta\varphi_2$ a manivelei motoare, atunci se va alege cea mai mică dintre valorile rezultate pentru e, adică în relaţiile (17) sau (17′) se va lua la numitor semnul +.

2. *Sinteza dimensională a unui mecanism antiparalelogram pentru transmiterea mişcării de rotaţie între arborii de reglaj ai motorului diesel de 2500 CP de la L.D.E.*

S-a impus transmiterea mişcării de rotaţie între arborii de reglaj ai motorului diesel de 2500 CP fabricat de U.C.M.Reşiţa, cu un raport de transmitere $i = -1$.

Acest deziderat se poate realiza fie cu ajutorul unui mecanism cu două sectoare dinţate, fie cu un tren de roţi dinţate ordinare. Nici una dintre soluţiile cu elemente dinţate nu era aplicabilă, deoarece în planul mecanismului sînt amplasate alte organe ale motorului care nu permit montarea roţilor dinţate. În plus, distanţa mare dintre arborii de reglaj (1340 mm) ar fi impus folosirea a două sectoare dinţate de dimensiuni mari sau a unui număr par mai mare sau egal cu patru roţi dinţate în caul utilizării unui tren, ceea ce ar fi complicat şi scumpit construcţia.

S-a reţinut soluţia utilizării unui mecanism cu elemente articulate. Cum însă nu există un mecanism cu elemente articulate capabil să transmită mişcarea între doi arbori cu raport de transmitere riguros egal cu —1, s-a căutat să se facă sinteza dimensională a unui mecanism care să respecte această condiţie cu o abatere limită tolerată de funcţionarea motorului pe care îl deserveşte.

Transmiterea mişcării de rotaţie cu raport de transmitere aproximativ egal cu —1, printr-un mecanism cu elemente articulate, se poate face în două variante şi anume :

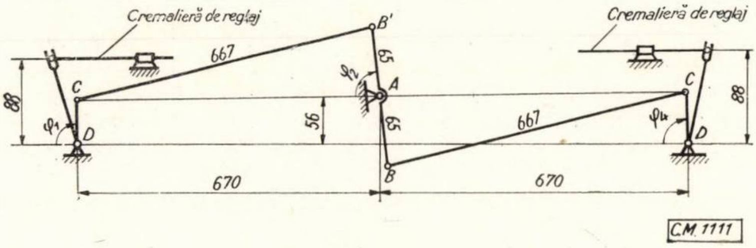


Fig. 4

— cu un mecanism cu patru elemente antiparalelogram (fig. 1);

— cu un mecanism cu şase elemente derivat din schema structurală de tip Watt, obţinut prin înserierea unui mecanism paralelogram cu unul antiparalelogram (fig. 5).

În varianta a doua, raportul total de transmitere va fi dat tot de raportul de transmitere al mecanismului antiparalelogram, deoarece mecanismul paralelogram cu care se înseriază are raportul de transmitere riguros egal cu 1.

Mecanismul original al motorului diesel de 2100 CP (Sulzer) este cel prezentat în figura 4.

Prin unele modificări aduse acestuia s-a sporit puterea la 2500 CP, iar punctul A de articulaţie la batiu a trebuit să fie mutat la cotele indicate în figura 5.

Pentru mecanismul de reglaj al motorului diesel de 2500 CP s-a prescris abaterea maximă a deplasării unei cremaliere de reglaj faţă de cealaltă. Deoarece erorile sînt introduse doar de către mecanismul antiparalelogram, schema cinematică a mecanismului de reglaj, poate fi reprezentată ca în figura 6, unde s-au făcut notaţiile :

ΔS_2 — deplasarea cremalierei de reglaj I, corespunzătoare rotirii manivelei motoare cu unghiul $\Delta\varphi_2$;

ΔS_4 — deplasarea celei de a doua cremaliere de reglaj (II), corespunzătoare rotirii manivelei conduse cu unghiul $\Delta\varphi_2 = \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi$;

$\delta S = |\Delta S_4 - \Delta S_2|$ — abaterea deplasărilor cremalierelor de reglaj.

Din figura 6 rezultă :

$$\Delta S_2 = a \operatorname{tg} \Delta\varphi_2,$$

$$\Delta S_4 = a \operatorname{tg} \Delta\varphi_4 = a \operatorname{tg} (\Delta\varphi_2 \pm \delta\varphi).$$

De unde :

$$\delta S = |\Delta S_4 - \Delta S_2| = a\,|\operatorname{tg} (\Delta\varphi_2 \pm \delta\varphi) - \operatorname{tg} \Delta\varphi_2| = a \left| \frac{\delta\varphi\,(1 \pm \operatorname{tg}^2 \Delta\varphi_2)}{1 \pm \delta\varphi \operatorname{tg} \Delta\varphi_2} \right| . \quad (18)$$

Din relaţia (18) se poate determina abaterea unghiulară $\delta\varphi$ în funcţie de abaterea δS a cremalierelor de reglaj.

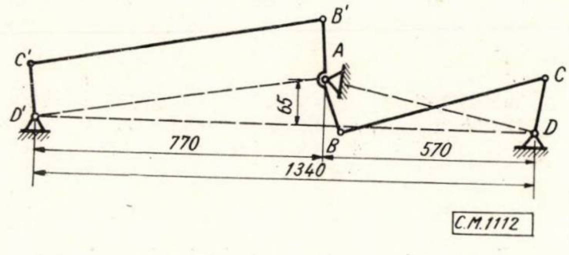


Fig. 5

Astfel :

$$\delta\varphi = 2\,\delta S \frac{\cos^2 \Delta\varphi_2}{2a + \delta S \sin 2\,\Delta\varphi_2} \quad (19)$$

pentru rotirea manivelei motoare în sens trigonometric şi :

$$\delta\varphi = 2\,\delta S \frac{\cos^2 \Delta\varphi_2}{2a \cos 2\,\Delta\varphi_2 - \delta S \sin 2\Delta\varphi_2} \quad (20)$$

în cazul în care manivela motoare se roteşte în sens orar. Aceasta din urmă este abaterea unghiulară maximă la o abatere liniară a cremalierei de reglaj δS dată şi un unghi de rotaţie la manivela motoare $\Delta\varphi_2$ dat.

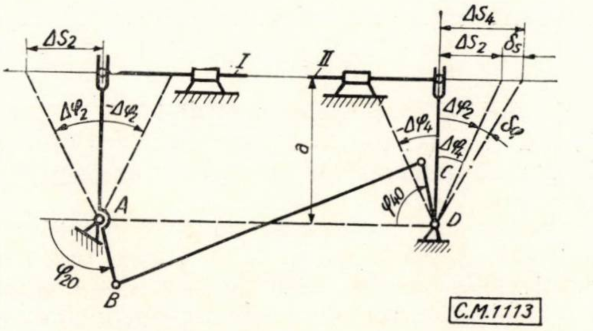


Fig. 6

Datele de proiectare sînt :

— cursa de reglare 35 mm;

—distanţa pînă la cremalierele de reglaj a = 88 mm;

— abaterea maximă a deplasărilor cremalierelor de reglaj $\delta S = 0{,}36$ mm.

Cursa de reglare se va realiza simetric avînd ca punct mijlociu poziţia în care raportul de transmitere al mecanismului antiparalelogram este —1, adică $\Delta S_1 = \frac{35}{2} = 17{,}5$ mm şi care corespunde opririi motorului.

Tabela 1

φ_1	φ_4	$\Delta\varphi_1=\Delta\varphi_2$	$\Delta\varphi_4$	$(\Delta\varphi_2-\Delta\varphi_4)_1°$	$(\Delta S_2)_1°$ mm	$(\Delta S_4)_1°$ mm	$(\lvert\Delta S_2\rvert-\lvert\Delta S_4\rvert)_1°$ mm
078°05′39″	102°06′57″	000°59′59″	−001°−02′−24″	000°−02′−24″	−001,6103	001,6781	−000,0678
079°05′39″	101°04′44″	000°59′59″	−001°−02′−12″	000°−02′−12″	−001,5984	001,6594	−000,0609
080°05′39″	100°02′45″	000°59′59″	−001°−01′−59″	000°−01′−59″	−001,5877	001,6420	−000,0543
⋮							
088°05′39″	091°54′26″	000°59′59″	−001°−00′−18″	000°00′−18″	−001,5386	001,5466	−000,0079
089°05′39″	090°54′19″	000°59′59″	000°−59′−06″	000°00′−06″	−001,5369	001,5395	−000,0026
090°05′39″	089°54′26″	000°59′59″	000 −59′−53″	000°00′ 06″	−001,5360	001,5334	000,0026
091°05′39″	088°54′44″	000°59′59″	000 −59′−41″	000°00′ 18″	−001,5361	001,5282	000,0079
⋮							
099°05′39″	081°04′24″	000°59′59″	000°−58′−06″	000°01′53″	−001,5710	001,5202	000,0509
100°05′39″	080°06′29″	000°59′59″	000°−57′−54″	000°02′05″	−001,5797	001,5232	000,0566
101°05′39″	079°08′46″	000°59′59″	000°−57′−43″	000°02′16″	−001,5898	001,5271	000,0626
102°05′39″	087°11′14″	000°59′59″	000°−57′−31″	000°02′28″	−001,6006	001,5319	000,0687

Corespunzător acestei deplasări rezultă unghiul maxim de oscilaţie a manivelei motoare faţă de poziţia de referinţă :

$$\Delta\varphi_2 = \text{arc tg}\frac{\Delta S_1}{a} = \text{arc tg}\frac{17,5}{88} \approx 11°\,15'. \quad (21)$$

Abaterea unghiulară maximă la manivela condusă, determinată cu relaţia (20), va fi :

$$\delta\varphi = 4,27 . 10^{-3}\ \text{rad} \approx 14', 42''.$$

Înlocuind această valoare în relaţia (17′)rezultă excentricitatea centroidelor elipse :

$$e = 0,109.$$

Cunoscînd lungimea elementului fix $l_1 = \overline{AD} = 573,62$ mm (v. figura 5), din relaţia (9) rezultă lungimile manivelelor mecanismului antiparalelogram $l_2 = 62,6$ mm.

Pentru ca modificările aduse mecanismului original să fie minime, s-au admis lungimile manivelelor mecanismelor paralelogram şi antiparalelogram egale şi egale cu lungimea manivelei mecanismului original $l_2 = 56$ mm. În acest fel se înlocuiesc doar bilele $B'C'$ şi BC şi, în consecinţă, costul modificării fabricaţiei mecanismului de reglare este mai mic. În plus, mecanismul oferă o precizie mai mare decît cea impusă, deoarece raportul e_{real} este mai mic decît cel necesar ($e_{real} = 0,0978$).

Pentru a aprecia performanţele acestui mecanism sub aspectul preciziei, s-au determinat abaterile unghiulare dintre manivelele de intrare şi ieşire, precum şi abaterile deplasărilor cremalierelor de reglaj, atît la mecanismul original (al motorului de 2100 CP) cît şi la mecanismul paralelogram - antiparalelogram (pentru motorul de 2500 CP) a cărui sinteză s-a făcut ca mai sus.

Analiza cinematică comparativă a celor două mecanisme s-a făcut pe baza relaţiilor date în lucrarea [6] după programul întocmit conform lucrării [7] pentru maşina electronică cifrică de calcul MECIPT—1 a Institutului politehnic din Timişoara.

Pentru aceasta s-a luat un interval unghiular de ± 12° faţă de poziţia de referinţă (în care raportul total de transmitere este — 1) şi s-au determinat abaterile amintite mai sus din grad în grad pentru cele două sensuri de rotaţie.

Unghiurile faţă de direcţia orizontală a manivelelor de intrare (D' C') şi ieşire (DC) — pentru mecanismul din figura 5 în poziţia mijlocie — sînt, respectiv, $\varphi_1 = 89°05'40''$ şi $\varphi_4 = 90°54'20''$.

În tabela 1 sînt date rezultatele calculelor pentru mecanismul proiectat privind abaterile unghiulare şi liniare (ale cremalierelor de reglaj) la rotirea cu cîte un grad a manivelei motoare.

În figura 7 s-au reprezentat curbele de variaţie ale erorilor deplasărilor cremalierelor de reglaj pentru mecanismul original (linie întreruptă) şi pentru mecanismul nou (linie continuă), iar în figura 8 erorile corespunzătoare unei deplasări unghiulare de 1°.

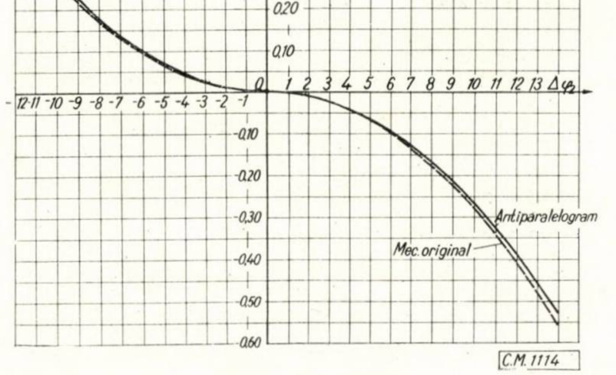


Fig. 7

Se observă că pentru rotaţia manivelei motoare în sens orar, mecanismul paralelogramantiparalelogram oferă o precizie superioară mecanismului original cu 4,5% (la $\Delta\varphi_2=12°$), iar la rotirea în sens contrar o precizie mai mică cu 1,5% (la $\Delta\varphi_2 = -12°$), pentru întreg domeniul de reglare obţinîndu-se un spor de precizie de aproximativ 3%.

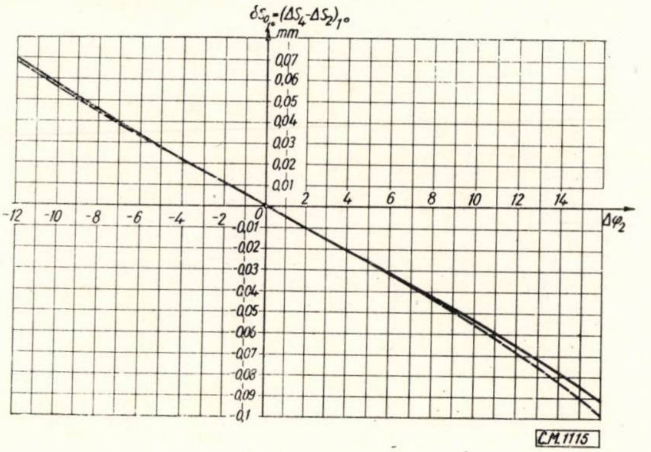


Fig. 8

3. *Concluzii*

În cadrul lucrării au fost studiate unele proprietăţi cinematice ale mecanismului antiparalelogram articulat, obţinîndu-se relaţii simple între datele geometrice principale ale schemei cinematice şi raportul de transmitere. Aceste relaţii pot fi folosite pentru sinteza mecanismului antiparalelogram articulat ca generator de funcţiuni.

Metoda stabilită a fost aplicată la sinteza dimensională a unui mecanism antiparalelogram articulat care intră în componenţa regulatorului motorului diesel de 2500 CP, fabricat de U.C.M. Reşiţa. Analiza cinematică a mecanismului obţinut — calculele numerice fiind executate la calculatorul electronic cifric MECIPT—1 — a arătat că mecanismul obţinut satisface cerinţele de precizie impuse de proiectare. Din comparaţia făcută cu performanţele cinematice ale mecanismului similar existent la motorul diesel de 2100 CP, fabricat de U.C.M. Reşiţa, rezultă că noul mecanism asigură o funcţionare cu precizie mărită, ceea ce contribuie la creşterea puterii motorului. Mecanismul proiectat a fost executat şi funcţionează în bune condiţii.

BIBLIOGRAFIE

[1] Teoria mecanismelor şi maşinilor. Cinematica şi structura mecanismelor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1959.

[2] *Dizioglu, B.* Getriebelehre, vol. 2, Massbestimmung. Braunschweig, Vieweg, 1967.

[3] *Boiangiu, D., Nicolau, E., Niţă, C.* Instrumente dispozitive şi maşini matematice. Bucureşti, Ed.tehnică, 1963.

[4] *Artobolevski, I.I., Levitski, N.I., Cercudinov, S.A.* Sintez ploskih mehanizmov. Moscova, Fizmatghiz, 1959.

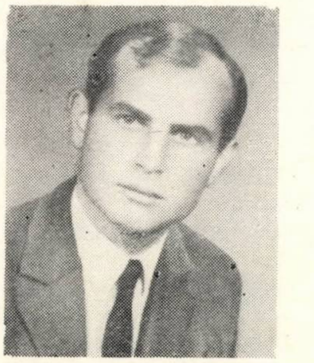
[5] *Hain, K.* Volle Ausnützung des Gelenkvierecks als Funktionsgetriebe. In : Regelungstechnik, nr. 4, 1956.

[6] *Kovacs, Fr.* O nouă metodă analitică pentru analiza cinematică a mecanismelor cu elemente articulate. Determinarea deplasărilor. În : Bul. IPT, tom 11 (25), fasc. 2, 1966.

[7] *Kovacs, Fr., Perju, D. Măruşteru, St., Uroş, D.* Program pentru calculul parametrilor cinematici ai mecanismelor de tipul patrulater articulat, la calculatorul electronic MECIPT-1. În : Bul. IPT, tom 12(26), fasc. 1, 1967.

[8] *Kovasc, Fr., Perju, D. Mărusteru, St.* Protocol cu privire la rezultatele studiului ,,Sinteza unui mecanism cu elemente articulate pentru transmiterea mişcării de rotaţie între arborii de regîaj ai motorului diesel". U.C.M. Reşiţa, 1968.

* * *



Dr. ing. Eugen PAY

CZ 621.914.6:621.833 : 531.78.08

Măsurarea forţei în procesul de frezare a danturii cu freză melc

Eugen Pay a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Cluj, în 1962. Este doctor inginer (Institutul politehnic-Cluj) din anul 1970. A fost asistent la Institutul politehnic-Cluj, Catedra tehnologia construcţiei de maşini, pînă în anul 1969. În prezent este şef de lucrări la Institutul de subingineri din Baia Mare, unde predă disciplina de mecanisme şi organe de maşini.

Forţa de aşchiere la frezarea danturii, prin rostogolire, determină atît forma maşinii-unelte cît şi precizia ce se obţine pe maşina respectivă. Ea a fost şi este în centrul atenţiei multor cercetători [2 — 5], [7 — 8], [12 — 16].

S-a căutat să se determine mărimea acestei forţe atît teoretic cît şi experimental, folosindu-se diverse mijloace şi principii.

Din literatura de specialitate se constată că în ultimul timp s-a căutat ca, ţinînd seamă de distribuţia forţelor în corpul maşinii (fig. 1), în timpul procesului de frezare a danturii, să se conceapă forma batiului dictată de distribuţia acestor forţe [6]. În acest fel s-a reuşit să se reducă greutatea maşinii, concomitent cu creşterea rigidităţii statice şi dinamice a maşinilor. Din construcţia maşinii, în această formă, lipseşte braţul de rigidizare, săniile fiind fixate datorită forţelor ce apar în procesul de aşchiere. Astfel se înlătură incon-

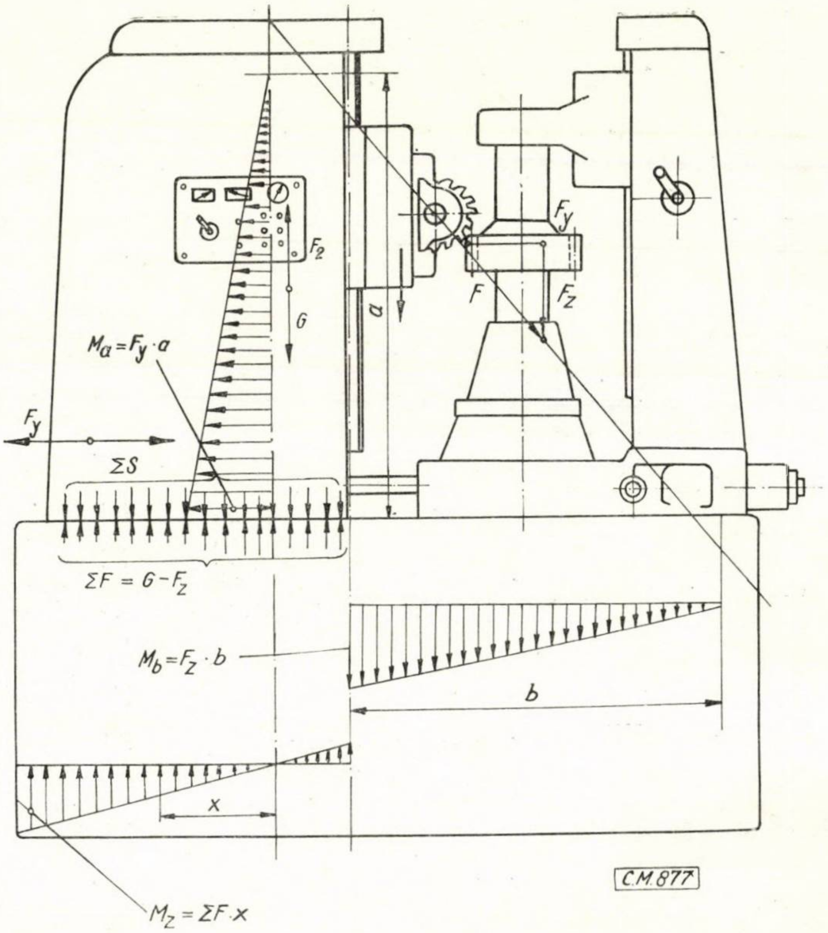


Fig. 1. Distribuția forțelor în timpul așchierii la frezarea roților dințate prin rulare:

a — brațul forței F_y în cazul cînd suportul port-freză se găsește în poziția superioară; *b* — brațul forței F_z în cazul cînd suportul port-piesă se găsește în poziția extremă; *G* — greutatea păpușii fixe.

venientul dilatării neuniforme a celor două coloane (păpușa fixă și păpușa mobilă), precizia roților dințate rezultînd mărită deoarece deformația mașinii, în sarcină, este foarte mică.

Ținînd seamă de avantajele pe care le oferă cunoașterea forțelor în procesul de frezare a danturii, în ce privește precizia de danturare [9—11], precum și de faptul că la noi în țară nu s-a ocupat nimeni cu această problemă, se propun două tipuri de dinamometre pentru măsurarea forțelor în procesul de frezare a danturii, ambele folosind ca principiu tensometria electrică rezistivă [1].

Primul tip, indicat în figura 2, folosește deformația arborelui portpiesă și a roții dințate sub influența forțelor F_y și respectiv F_z. Traductoarele tensometrice *13* și *14* sînt lipite pe arborele portpiesă și suprafața frontală a roții dințate, semifabricat. Datorită forțelor variabile, atît semifabricatul cît și arborele portpiesă vor suferi deformații repetate, care, transmise la traductoarele tensometrice, dau posibilitatea înregistrării, respectiv a măsurării forței în procesul de așchiere (ceea ce este cunoscut).

Datorită faptului că avem de a face cu organe mobile, pentru a putea face legătura dintre traductoarele tensometrice și aparatele de măsură se folosește colectorul cu mercur (fig. 2).

Colectorul este format dintr-o parte mobilă *7* și o parte fixă *8*. În canalele părții fixe se introduce mercur *10*, în care se rotesc patru lamele de alamă, de care sînt legate bornele *1*, *2*, *3* și *4*, ce vin de la traductoarele tensometrice.

Atît partea fixă cît și partea mobilă se execută din material izolant (textolit, plexid etc.).

Etalonarea se realizează încărcînd dinamometrul tensometric — rezistiv cu o sarcină cunoscută ca mărime și direcție. Schema principală a etalonării este indicată în figura 3.

În funcție de felul cum se realizează etalonarea, dinamometrul va măsura componenta F_y, componenta F_z sau ambele, după cum unghiul α va avea vaforile:

$\alpha = 0$ — dinamometrul pentru măsurarea componentei F_y (traductorul tensometric 14 lipit pe partea frontală a roții nu va avea semnal de intrare);

$0<\alpha<90°$ — dinamometrul va măsura atît componenta F_y cît și componenta F_z, respectiv F rez$_1$ = $= F_y + F_z$ (ambele traductoare vor avea semnal de intrare);

$\alpha = 90°$ — dinamometrul va măsura componenta F_z (traductorul 13 va avea semnal de intrare foarte slab).

Realizarea sarcinii cunoscute se face cu ajutorul unui cilindru hidraulic avînd o suprafață a pistonului de 25 cm^2. Variind presiunea uleiului, conform schemei indicate în figura 3, se poate obține o variație continuă a forței — ceea ce dă ca rezultat o diagramă de etalonare pentru dinamometru la instrumentul de măsură.

Pentru a preîntîmpina acțiunea toxică a mercurului, se folosește un strat de ulei *9*, care acoperă complet baia de mercur. De asemenea se folosesc inelele din pîslă *17* și *18* pentru etanșare împotriva vaporilor de mercur.

Avînd aceste condiții îndeplinite, utilizarea dinamometrului cu traductoare rezistive, la măsurarea forței în procesul de frezare a danturii roților dințate, este ușoară, comodă și sigură.

Al doilea tip de dinamometru folosește deformația arborelui portfreză (fig. 4). Construcția acestui tip de dinamometru este asemănătoare

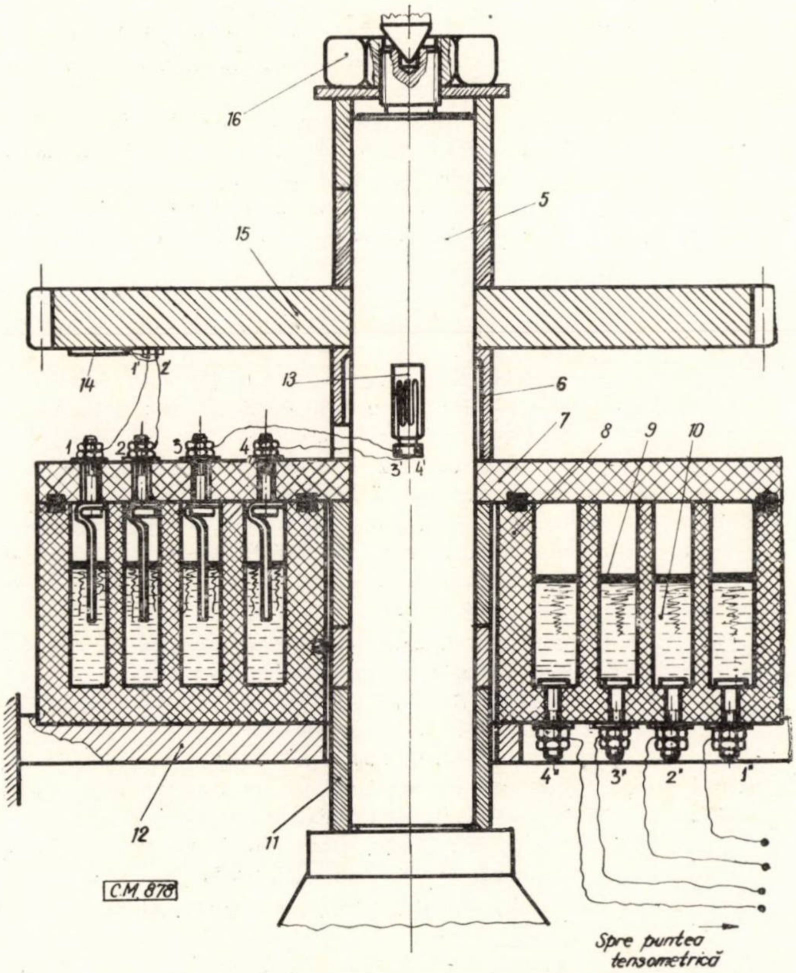

16
5
15
14
1'
2'
13
6
7
8
9
10
1
2
3
4
3'
4'
12
11
4'
3'
2'
1'
C.M. 878
Spre puntea tensometrică

Fig. 2. Dinamometrul tensometric-rezistiv cu colector de mercur pentru măsurarea forţei la frezarea danturii (varianta I):

1, 2, 3 şi *4* – borne; *5* – dornă portpiesă; *6* – bucşă specială; *7* – rotor; *8* – stator; *9* – strat de ulei; *10* – mercur; *11* – bucşă de distanţare; *12* – suport; *13* şi *14* – traductoare tensometrice rezistive; *15* – roată dinţată; *16* – şurub de stringere.

←

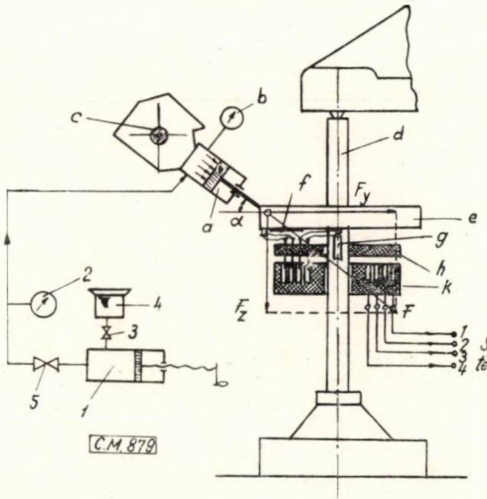

c
b
d
f
F_y
e
a
α
g
h
k
2
4
3
5
1
F_z
F
1
2
3
4
Spre puntea tensometrică
C.M. 879

Fig. 3. Etalonarea dinamometrului (varianta I):

1 – cilindru hidraulic cu piston; *2* – manometru; *3* – robinet; *4* – rezervor de ulei; *5* – robinet; *a* – cilindru hidraulic etalonat; *b* – manometru; *c* – dornul portfreză; *d* – dornul portpiesă; *e* – roată dinţată; *f* – traductor tensometric rezistiv pentru măsurarea componentei F_z; *g* – traductor tensometric rezistiv pentru măsurarea componentei F_y; *h* – partea mobilă a colectorului cu mercur; *k* – partea fixă a colectorului cu mercur.

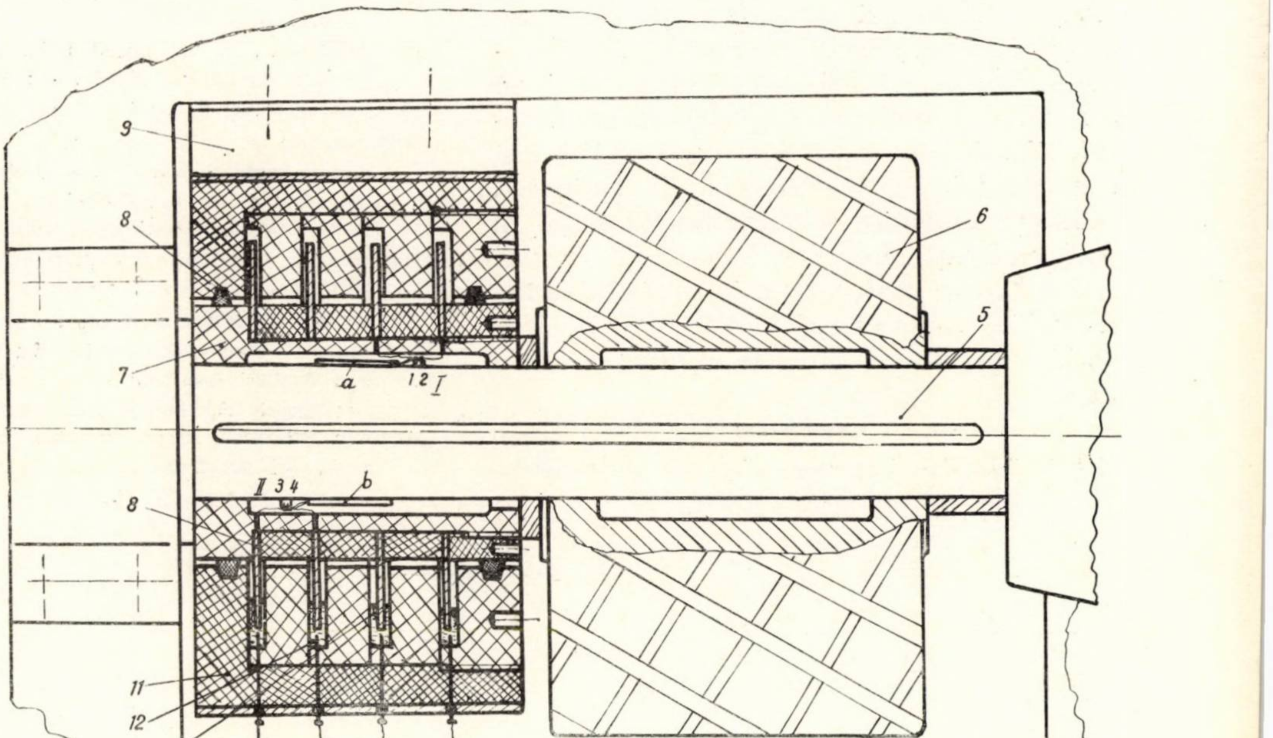

9
8
7
6
5
a
1 2 I
II 3 4
b
8
11
12
13
1
2
3
4
Spre puntea tensometrică
C.M. 880

Fig. 4. Dinamometrul tensometric rezistiv (varianta II):

1, 2, 3 şi *4* – borne; *5* – arborele portfreză; *6* – freza melc; *7* – partea mobilă a colectorului cu mercur; *8* – inele din pîslă pentru etanşare; *9* – suport; *10* – lamele (discuri); *11* – partea fixă a colectorului cu mercur; *12* – mercur; *13* – strat de ulei pentru protecţie.

cu a celui descris mai sus, dar, datorită faptului că se montează pe arborele portfreză, apar unele mici complicații constructive, ceea ce face ca acest dinamometru să fie mai greu de folosit.

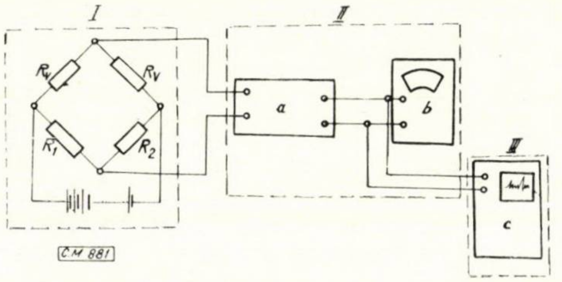


Fig. 5. Schema instalației de măsurare, cu traductoare tensometrice rezistive, a forței de așchiere :

I – puntea tensometrică ; *II*, *a* – amplificator de curent continuu ; *II*, *b* – instrument de măsură ; *III*, *c* – aparat de înregistrare (oscilograf sau osciloscop).

Etalonarea se realizează la fel ca în figura 3, urmărindu-se deformația arborelui portfreză. Dinamometrul din figura 4 va măsura rezultanta forțelor F_y și F_z, putîndu-se calcula, ulterior, fiecare din ele.

Atît în cazul folosirii dinamometrului indicat în figura 2, cît și aceluia din figura 4, se utilizează schema de măsurare indicată în figura 5.

Avînd construite aceste dinamometre, se poate trece la determinarea influenței materialului piesei și a frezei, a numărului de dinți ai roții, a numărului de începuturi ale frezei, asupra forței în procesul de așchiere. De asemenea se poate studia și elucida natura dinamică a forței în cadrul frezării, determinarea influenței ciocnirii dintre dintele frezei și semifabricat asupra forței. Se poate determina, în continuare, influența uzurii frezei melc asupra forței în procesul de așchiere.

Totodată se poate urmări influența lichidului de așchiere asupra forței, la diferite regimuri de așchiere și diferite materiale utilizate la noi în țară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh.* și *Blumenfeld, M.* Tensometria electrică rezistivă. București, Editura tehnică, 1966.

[2] *Baskakov, G. V.* Opredelenie usilii pri frezerovanii preamozubîhj zubciatîh colios cerveacinoi frezoi. Dissertația, Moscova, 1954.

[3] *Cooke, D. A.* și *Welbourn, D. B.* Forces in gear hohing. 1. Spur gearst. În : Machinery, 111, nr. 2860, 6 septembrie, 1957, p. 475–477.

[4] *Gupida, E. N.* Izmerenie sil rezania i krutiascih momentov pri zubofrezerovanii. Izdatelistvo livovskovo universiteta, U.R.S.S., 1966.

[5] *Hardin, I. P.* și alții Usilia rezania pri zubofrezerovania cierviacinîm zubciatî colios. În : Stanki i istrument, nr. 2, 1967.

[6] *Heidrich, G.* A fogaskerekek lefejtömarás teljesitménynövelése az utóbbi években. În : Gépgyártás tehnologia, nr. 12, 1964.

[7] *Inozențev, S. G.* Cierviacinîe frezî s izmeritielnîe geometrii. În : Stanki i instrument, nr. 4, 1961.

[8] *Kolev, K. S.* Calculul forțelor de așchiere și a avansurilor la frezarea roților dințate cu precizia prescrisă. În : Prelucrarea metalelor, Caiet selectiv, IDT, București, nr. 1, 1967.

[9] *Lăzărescu, I.* ș.a. Contribuții la metodica de determinare a rigidității mașinilor de danturat prin rostogolire. În : Buletinul științific al Institutului politehnic Cluj, 1967, nr. 10, p. 131–139.

[10] *Lăzărescu, I.* și *Pay, E.* Contribuții la determinarea influenței regimului de așchiere asupra grosimii dintelui la frezarea roților dințate cilindrice, cu freza melc, modul. În : Studii și cercetări de mecanică aplicată, Academia R.S.R., București, nr. 5, 1969.

[11] *Lăzărescu, I.* și *Pay, E.* Influența regimului de așchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a mașinii de frezat roți dințate prin rulare. În : Construcția de mașini, București, 1970.

[12] *Maslov, E. N.* Zavisimosti usilia rezaniia ciervicinoi frezoi ot faktorov rezannia. În : Vestnik metallopromîșlenosti, nr. 6, 1939.

[13] *Nekrasov, S. S.* și *Safiulin, V. N.* Frezarea roților dințate cu freza melc cu mai multe începuturi, avînd diametrul mărit. În : Prelucrarea metalelor, Caiet selectiv, IDT, București, nr. 4, 1967.

[14] *Palfalvi, I.* Néhány megjegyzés a forgácsolóerö ismert mérési módszereihez. În : Gép, nr. 2, 1967.

[15] *Taher, M. Ritky* Dreikomponenten — Messeinrichtungen, zum Messen der Kräfte beim Fräsen, Wälzfräsen und Waltzstossen von geradverzahnten Stirnrädern. În : Klepzig Fachberichte, 72, nr. 3, 1964, p. 75–78.

[16] *Cen, Din-Cean.* Ecsperimentalnoe issledovania sil rezania pri zobofrezenovanii. Avtoreferatî dissertații, Moscova, Bauman, 1959.

◆

Unele considerații privind influența dispozitivului asupra comportării dinamice a sistemului tehnologic

Dr. ing. Gheorghe ZGURĂ – Șef lucrări – Institutul politehnic București

Ing. C. ISPAS – Asistent – Institutul politehnic București

Comportarea dinamică a sistemului tehnologic al mașinii-unelte în condițiile creșterii preciziei dimensionale și de formă, a productivității prelucrării, are o pondere tot mai importantă în activitatea cercetătorilor din domeniul mașinilor-unelte și al tehnologiei construcțiilor de mașini.

Problema comportării dinamice se pune atît în faza de proiectare a mașinilor-unelte, cît și la construcția și exploatarea acestora în vederea asigurării condițiilor de stabilitate a mișcărilor relative ale sculelor așchietoare în raport cu piesele de prelucrat.

În vederea analizării stabilității dinamice a sistemului tehnologic este foarte util să se considere că sistemul elastic al mașinii-unelte, împreună cu procesul de așchiere, formează un sistem dinamic închis, caracterizat prin interacțiunea elementelor sale.

Prin analogie cu sistemele închise de reglare automată, sistemul dinamic al mașinii-unelte este reprezentat schematic în figura 1, unde s-a considerat forța de așchiere P ca mărime de intrare a sistemului elastic, iar deformația y ca mărime de ieșire. Sistemul dinamic închis poate fi supus acțiunii unor factori externi; $f(t)$ acțiunea factorilor externi asupra sistemului elastic și $y(t)$ asupra procesului de așchiere.

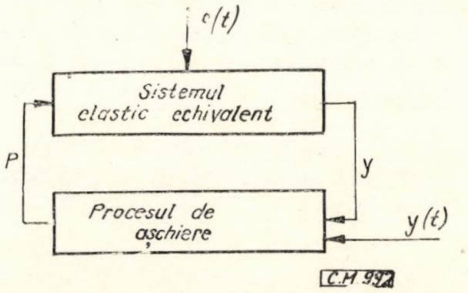


Fig. 1

Prin deschiderea sistemului dinamic pot fi studiate separat elementele sale componente. În figura 2 s-a reprezentat elementul „sistemul elastic", avînd indicate mărimile de intrare și ieșire corespunzătoare.

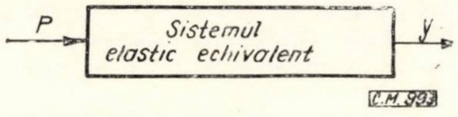


Fig. 2

La rîndul său sistemul elastic este alcătuit din mai multe elemente componente:

1) sistemul arborelui principal;
2) sistemul mesei;
3) sistemul piesei împreună cu dispozitivul.

Elementele sistemului elastic menționate mai sus sînt legate între ele în paralel (fig. 3). Pe baza unor justificări practice, elementele sistemului pot fi considerate ca avînd două grade de libertate.

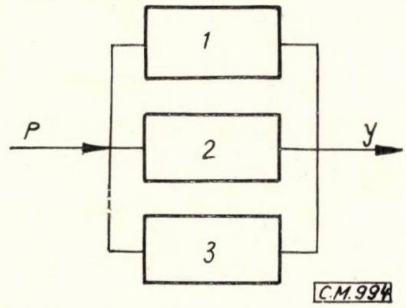


Fig. 3

În lucrarea de față se analizează influența dispozitivului asupra comportării dinamice a sistemului tehnologic. În acest scop elementele 1 și 2 ale sistemului elastic sînt incluse într-un singur element, caracterizat prin rigiditățile maxime și minime și prin orientarea axelor principale de rigiditate în raport cu sistemul de referință al mașinii-unelte.

Dispozitivul și piesa, ca un alt element al sistemului elastic considerat, se presupune că au direcțiile principale de rigiditate orientate după sistemul de referință al mașinii-unelte. Pe baza celor arătate mai sus sistemul poate fi reprezentat schematic ca în figura 4, în care: k_1 și k_2 sînt rigiditățile principale ale mașinii-unelte; k_3 și k_4 — rigiditățile principale ale dispozitivului; YOZ — sistemul de referință al mașinii-unelte; α — unghiul de poziție al axelor principale de rigiditate a mașinii-unelte; β-unghiul de poziție al unei forțe unitare convenționale Q aplicate asupra sistemului.

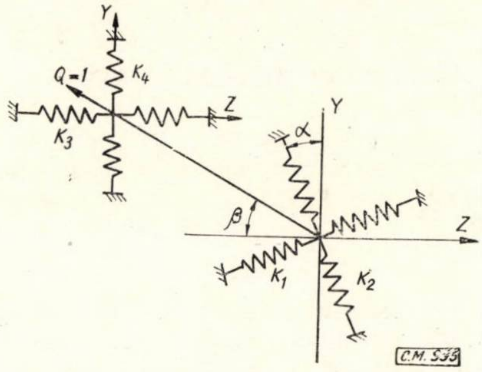


Fig. 4

Mașina—unealtă împreună cu dispozitivul va forma un sistem elastic echivalent, caracterizat de rigiditățile principale K_1 și K_2, ale căror valori și direcție depind de rigiditățile parțiale k_1, k_2, k_3, k_4, precum și de orientarea acestora. În vederea studierii comportării sistemului este necesară determinarea rigidităților sistemului elastic echivalent ca mărime și direcție. Pentru aceasta se aplică sistemului reprezentat în figura 4 o forță unitară convențională Q, care va produce în cadrul sistemului echivalent o deformație Δ. Sistemul va căpăta o deformație Δ maximă sau minimă după cum forța Q va fi aplicată după direcția rigidității minime, respectiv maxime.

Determinarea deformației Δ se poate face pe baza teoremei lui Castigliano, conform căreia deformația unui sistem, datorită aplicării unei forțe exterioare Q, este egală cu derivata parțială a energiei de deformație în raport cu această forță.

Energia de deformație egală cu lucrul mecanic de deformare al sistemului poate fi calculată în funcție de deformațiile δ_1, δ_2, δ_3, δ_4 pe cele patru direcții și de proiecțiile forței unitare convenționale pe aceleași direcții.

Astfel:

$$L = \frac{1}{2}[Q\cos(\alpha+\beta)\cdot\delta_1 + Q\sin(\alpha+\beta)\cdot\delta_2 + Q\cos\beta\cdot\delta_3 + Q\sin\beta\cdot\delta_4] \qquad (1)$$

Dar:

$$\delta_1 = \frac{Q\cos(\alpha+\beta)}{K_1};\quad \delta_2 = \frac{Q\sin(\alpha+\beta)}{K_2};\quad \delta_3 = \frac{Q\cos\beta}{K_3};\quad \delta_4 = \frac{Q\sin\beta}{K_4}$$

Înlocuind în (1) se obține:

$$L = \frac{Q^2}{2}\left[\frac{\cos^2(\alpha+\beta)}{K_1} + \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{K_2} + \frac{\cos^2\beta}{K_3} + \frac{\sin^2\beta}{K_4}\right]. \qquad (2)$$

Conform teoremei lui Castigliano, considerînd $Q = 1$:

$$\Delta = \frac{\delta L}{\delta Q} = \frac{\cos^2(\alpha+\beta)}{K_1} + \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{K_2} + \frac{\cos^2\beta}{K_3} + \frac{\sin^2\beta}{K_4}. \qquad (3)$$

Orientarea axelor principale de rigiditate K_1 și K_2 va fi determinată de acea valoare a unghiului β pentru care derivata deformației Δ în raport cu β se anulează:

$$\frac{\delta\Delta}{\delta\beta} = \sin 2(\alpha+\beta)\left[\frac{1}{K_2} - \frac{1}{K_1}\right] + \sin 2\beta\left[\frac{1}{K_4} - \frac{1}{K_3}\right] = 0. \qquad (4)$$

De unde rezultă valoarea unghiului β:

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{-a\sin 2\alpha}{a\cos 2\alpha + c}, \qquad (5)$$

unde:

$$a = \frac{1}{K_2} - \frac{1}{K_1}; \quad \text{și } c = \frac{1}{K_4} - \frac{1}{K_3}.$$

În acest fel, sistemul elastic echivalent al mașinii-unelte împreună cu dispozitivul de prindere al piesei poate fi reprezentat ca în figura 5. Direcțiile principale de rigiditate K_1 și K_2 au fost reprezentate în raport cu sistemul de referință YOZ pentru valoarea unghiului β determinată din relația (5). Valorile rigidităților K_1 și K_2 se determină cu ajutorul relației (3), în care se înlocuiește β cu valorile corespunzătoare.

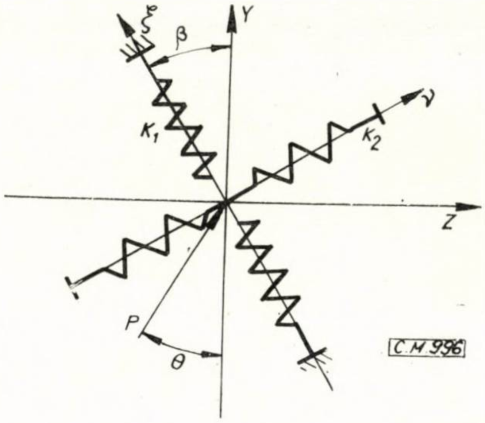


Fig. 5

Din expresia (5) rezultă că valoarea unghiului β este influențată nemijlocit de construcția dispozitivului caracterizată de parametrul $c = \frac{1}{K_4} - \frac{1}{K_3}$.

Studiul variației unghiului β în raport cu c s-a concretizat prin graficele trasate în figura 6, pentru diferite valori ale unghiului α. Pe aceste grafice se constată un domeniu de sensibilitate mărită a variației unghiului β la variația parametrului c.

Acest domeniu este limitat de valorile lui c cuprinse între $+a$ și $-a$, α avînd valoarea 0°, respectiv 90° (fig. 7).

Tot din relația (5) se vede că unghiul β nu este influențat de parametrul c (de construcția dispozitivului) dacă rigiditatea dispozitivului este constantă pe diferite direcții în planul de referință YOZ.

Cercetările efectuate anterior [1], [5], [4], [3], [2] etc. au arătat că printre parametrii constructivi ai mașinii-unelte care influențează în mod hotărîtor stabilitatea prelucrării se numără orientarea direcțiilor principale de rigiditate.

Așa cum rezultă din cele prezentate mai sus, orientarea direcțiilor principale de rigiditate ale sistemului elastic echivalent este determinată atît de construcţia maşinii-unelte cît şi de dispozitivul cu care aceasta este echipată.

Pentru a pune în evidenţă influenţa orientării direcţiilor principale de rigiditate ale sistemului elastic echivalent se foloseşte metodica indicată în lucrarea [1].

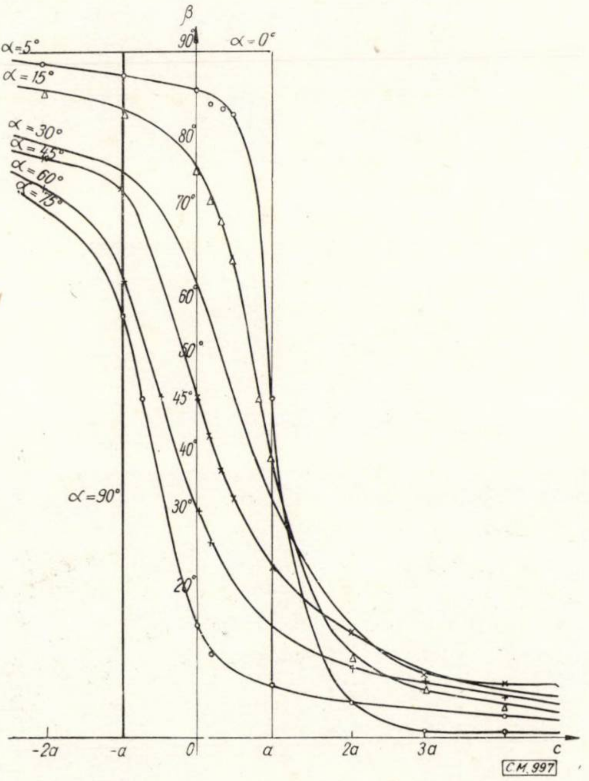


Fig. 6

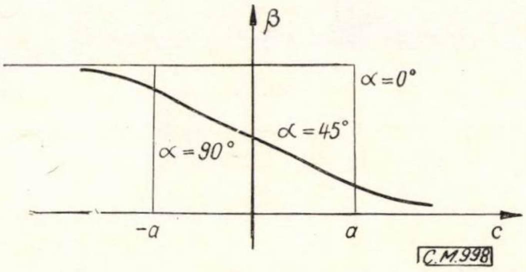


Fig. 7

Se consideră că asupra sistemului elastic echivalent, reprezentat în figura 5, acţionează forţa de aşchiere P, de unde se pot obţine ecuaţiile de mişcare pe direcţiile axelor principale de rigiditate :

$$m\ddot{\xi} + h_1 \dot{\xi} + K_1 \xi = P \cos(\beta + \theta)$$
$$m\ddot{\nu} + h_2 \dot{\nu} + K_2 \nu = P \sin(\beta + \theta) \qquad (6)$$

unde :

m reprezintă masa redusă a sistemului ;
h_1, h_2 — coeficienţii de amortizare pe direcţiile ξ şi ν ;
K_1, K_2 — rigidităţile pe direcţiile principale.

În formă operaţională ecuaţiile (6) se pot scrie :

$$\left.\begin{aligned} (T_1^2 \cdot p^2 + T_2 \cdot p + 1)\,\xi &= \frac{\overline{P}}{K_1} \cos(\beta + \theta) \\ (T_1'^2 \cdot p^2 + T_2' \cdot p + 1)\,\nu &= \frac{\overline{P}}{K_2} \sin(\beta + \theta) \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Deplasarea pe direcţia y va fi exprimată prin relaţia :

$$y = \xi \cos\beta + \nu \sin\beta. \qquad (8)$$

Funcţia de transfer a sistemului elastic echivalent va fi :

$$W_{SEE} = \frac{y}{P} = \frac{\cos(\beta + \theta)\cos\beta}{K_1(T_1^2 \cdot p + T_2 \cdot p + 1)} +$$
$$+ \frac{\sin(\beta + \theta)\sin\beta}{K_2(T_1'^2 \cdot p^2 + T_1' \cdot p + 1)}. \qquad (9)$$

Comportarea sistemului dinamic (fig. 1) este determinată atît prin funcţia de transfer a sistemului elastic echivalent cît şi prin funcţia de transfer a procesului de aşchiere a cărei expresie este [1] :

$$W_a = \frac{P}{y} = \frac{K_a}{1 + T_a \cdot p}. \qquad (10)$$

în care :

K_a este coeficientul procesului de aşchiere, a cărui valoare se determină cu relaţia $K_a = K \cdot b$, unde K este forţa de aşchiere specifică, iar b — — lăţimea stratului de aşchiat (pentru $\varkappa = 90°$, $b = t$ adîncimea de aşchiere) ;
T_a constanta de timp a procesului de aşchiere, care pune în evidenţă fenomenul de rămînere în urmă a variaţiei forţei de aşchiere în raport cu deformaţia sistemului.

Cele două elemente ale sistemului dinamic sînt legate în serie (fig. 1) şi, în consecinţă, funcţia de transfer a acestuia este egală cu produsul funcţiilor de transfer ale elementelor componente :

$$W = W_{SEE} \cdot W_a = \left[\frac{\cos(\beta + \theta) + \cos\beta}{K_1(T_1^2 \cdot p^2 + T_2 \cdot p + 1)} +\right.$$
$$\left. + \frac{\sin(\beta + \theta)\sin\beta}{K_2(T_1'^2 \cdot p^2 + T_2' \cdot p + 1)}\right] \frac{K_a}{1 + T_a \cdot p}. \qquad (11)$$

Din condiţia de stabilitate a sistemului, dedusă cu ajutorul criteriului Nyquist, înlocuind $K_a = K \cdot b$, se determină lăţimea limită a stratului de aşchiat :

$$\frac{1}{b} + \frac{\cos(\beta + \theta)\cos\beta \cdot K}{K_1 \cdot n_1} + \frac{\sin(+\theta) \cdot \sin \cdot K}{K_2 \cdot n_2,}, \qquad (12)$$

unde :

$$n_1 = [1 - \omega^2(T_1^2 + T_2 \cdot T_a)]^2 + \omega^2 [T_1^2 T_a \omega^2 - (T_2 + T_a)]^2,$$

$$n_2 = [1 - \omega^2 (T_1'^2 + T_2' \cdot T_a)]^2 + \omega^2[T_1'^2 T_a \omega^2 - (T_2' + T_a)]^2.$$

Pentru aflarea valorii limită a lățimii stratului de așchiat b_{lim} se înlocuiește în expresia (12) ω^2 cu valoarea :

$$\omega^2 = \frac{T_2 + T'_2 + 2\ T_a}{(T_1^2 + T_1'^2)\ T_a}, \tag{13}$$

care anulează partea imaginară a caracteristicii.

Din expresia obținută pentru b_{lim} se poate stabili dependența acesteia în funcție de unghiul β.

Cercetările noastre, efectuate anterior [4], confirmă întrutotul această dependență, determinată în cazul frezării frontale.

Din reprezentarea grafică a dependenței lățimii b_{lim} în raport cu unghiul de orientare al rigidităților principale, pentru un anumit unghi θ se constată existența unor poziții de stabilitate optimă (fig. 8).

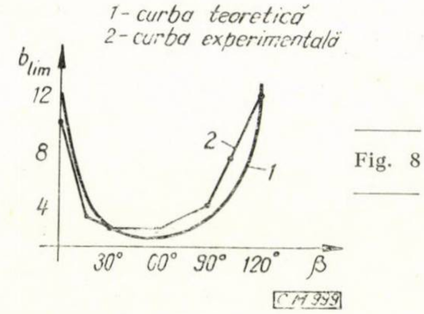


Fig. 8

Concluziile teoretice rezultate, cum și rezultatele experimentale reprezentate în aceeași figură 8, confirmă încă o dată părerea potrivit căreia orientarea sistemului elastic, determinat prin rigiditățile principale, are un rol hotărîtor în comportarea dinamică în procesul de prelucrare.

Rezultatele experimentale au fost obținute cu ajutorul unui dispozitiv de construcție specială, la care direcția de orientare a rigidităților principale a putut fi modificată de la 0 la 180° (fig. 9). Pentru ilustrare, în figura 10, *a* și *b* se prezintă oscilogramele obținute la înregistrarea vibrațiilor în cazul orientării rigidității maxime sub un unghi β = 60°, respectiv 120° (θ = 60°).

Din cele examinate mai sus în legătură cu comportarea sistemului tehnologic se pot trage următoarele concluzii :

1. Comportarea dinamică a mașinii-unelte este influențată de construcția mașinii-unelte, precum și a dispozitivului cu care aceasta este echipată.

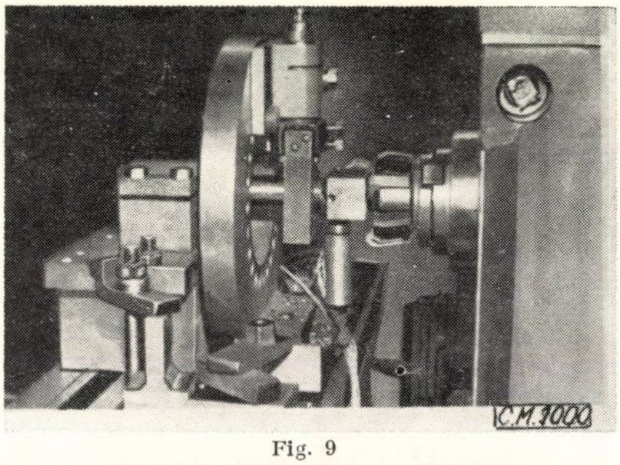


Fig. 9

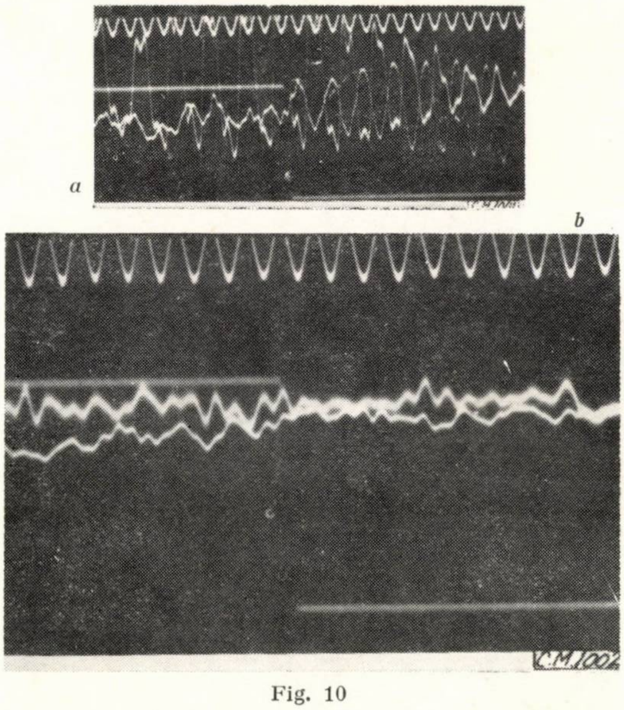


Fig. 10

2. Elemente determinante în aprecierea stabilității sînt atît rigiditatea construcției cît și orientarea direcțiilor principale de rigiditate ale sistemului elastic echivalent.

3. Comportarea dinamică a sistemului elastic echivalent poate fi apreciată prin lățimea limită a stratului de așchiat, tratată în prezenta lucrare pentru un sistem cu două grade de libertate.

4. Rezultatele prezentei analize pot fi aplicate în egală măsură în cazul prelucrărilor prin strunjire [1], frezare [4], broșare [3], rabotare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kudinov, V. A.* Dinamika stank. Moscova, Mașinostroenie, 1967.

[2] *Zgură, Gh. Ispas,* C. Certains aspects de la stabilité dynamique du procès de l'usinage par coupe au fraisage frontal. În : Revue M, nr. 3, 1969.

[3] *Markin, E. A.* Uprughie deformații i vibroustoicivosti sistemî SPID. În : Stanki i instrument, nr. 4, 1968.

[4] *Zgură, Gh.* Cercetări teoretice și experimentale privind stabilitatea la vibrații în cazul frezării frontale. În : Construcția de Mașini, nr. 9, 1966.

[5] *Tlusti, J.* ș.a. Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen. Berlin, Verlag Technik, 1962.

CZ 621.833.1:620.191.3

Pittingul la roţile dinţate cilindrice — cauzele apariţiei lui, factorii de dependenţă şi mijloacele de mărire a rezistenţei dinţilor la această solicitare

Dr. ing. Gheorghe RĂDULESCU — Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Nicolae STERE — Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Radu FRĂŢILĂ — Uzina "Neptun" – Cîmpina
Ing. Gheorghe MILOIU — Uzina "Neptun" – Cimpina

Rădulescu I. Gheorghe este absolvent al Facultăţii de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti din 1957. A primit titlul de doctor în 1966 cu Magna cum Laude la Universitatea tehnică din Drezda. În prezent este şef de lucrări la Catedra organe de maşini, Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti.

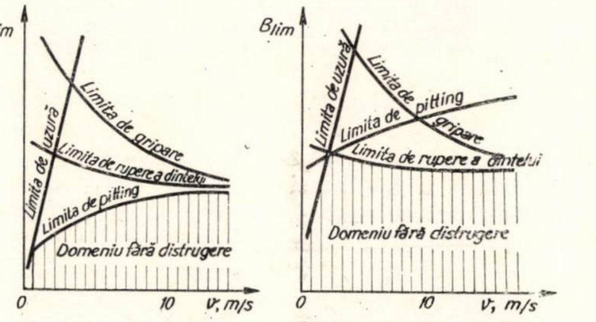
Tendinţa de dezvoltare a construcţiei de maşini în general, şi a transmisiilor prin roţi dinţate în particular, este spre realizarea de unităţi cu puteri mari la turaţii mari şi gabarite reduse, folosind materiale cu calităţi fizico-mecanice ridicate. Totodată este necesară garantarea siguranţei în funcţionare pe durata de timp prescrisă, adică angrenajul să reziste în această perioadă la toate tipurile de solicitări la care este supus.

Tipurile de distrugere a danturii roţilor dinţate sînt evidenţiate în tabela 1. Mai frecvent intervin tipurile de distrugere subliniate ; pentru acestea există şi baze de calcul. Dacă se reprezintă în funcţie de viteza periferică a angrenajului variaţia încărcării maxime, valoarea care dacă este depăşită se ajunge la unul dintre tipurile de bază de distrugere a danturii, pentru roţile netratate termic sau îmbunătăţite la $HB \leq 330$ kgf/mm^2 se obţin curbele din figura 1, *a*, iar pentru angrenajele cu $HB > 350$kgf/mm^2 (călite) cele din figura 1 *b*,. Analizînd figura 1*a*, se observă că în gama obişnuită de viteze la roţile cu duritate mică şi mijlocie, solicitarea care hotărăşte limita de încărcare a danturii este solicitarea la pitting (ciupire) a flancului. Este normal deci, dacă se doreşte să se ridice capacitatea portantă a acestor angrenaje, să se acţioneze în primul rînd asupra acestei limite minime de încărcare, problema pittingului devenind pentru acest tip de dantură problema de bază de studiu. După cum rezultă din figura 1, *b*, la angrenajele cu duritate mare portanţa este limitată în primul rînd de solicitarea de rupere a dintelui la picior. Cercetarea ştiinţifică pentru aceste angrenaje trebuie să trateze mai ales acest tip de distrugere.

Tabela 1

Forma de distrugere a danturii angrenajelor

Distrugerea danturii	Ruperea dintelui	*Statică prin suprasarcină*
		La oboseală
	Determinarea flancului dintelui	*Pitting* (ciupire)
		Gripare
		Uzură normală
		Uzură abrazivă
		Pătare
		Exfoliere
		Curgere plastică
		Fisuri datorită tratamentului termic



a. Roţi dinţate din materiale îmbunătăţite la $HB \leq 330$kgf/mm^2

b. Roţi dinţate din materiale călite la $HB > 330$kgf/mm^2

C.M. 114-6

Fig. 1. Limitele de încărcare ale angrenajelor în funcţie de viteza periferică a roţilor.

În construcţia de angrenaje se folosesc atît roţi îmbunătăţite cît şi roţi călite. Prin ridicarea durităţii flancului se obţine o rezistenţă aproape egală a dintelui la rupere şi a flancului la pitting; se realizează astfel o folosire maximă a materialului, iar angrenajul are gabarite minime.

Datorită însă deformaţiilor materialului, care iau naştere la tratamentul de călire, este necesară rectificarea ulterioară a danturii, ceea ce ridică preţul de cost. La roţile îmbunătăţite, datorită rezistenţei scăzute a flancului la solicitarea de pitting, materialul nu este folosit complet, rezultînd gabarite mai mari decît la dantura călită. Frezarea danturii nemaifiind însă urmată de un tratament termic, dantura îşi păstrează precizia şi nu mai este nevoie de rectificare, astfel că preţul de cost este mai scăzut. Este necesar deci să se pună în balanţă de fiecare dată preţul materialelor, al manoperei şi al gabaritelor viitoarelor instalaţii şi să se hotărască economic care este schema tehnologică optimă.

Datorită interesului major pe care îl arată industria noastră producătoare de reductoare referitor la fenomenul de distrugere a roţilor dinţate prin pitting, în cadrul unei colaborări între Catedra organe de maşini din Institutul politehnic-Bucureşti şi uzina „Neptun" — Cîmpina s-a luat în studiu această problemă, pentru a se ajunge la unele concluzii referitoare la cauzele apariţiei pittingului, factorii care îl influenţează şi modurile cum se poate mări rezistenţa flancului la pitting. În acest articol se face o analiză critică a stadiului de rezolvare actual al problemei, precizîndu-se unele păreri şi extrăgîndu-se aspectele viitoarelor cercetări. Într-un al doilea articol se vor prezenta aspecte ale determinării experimentale a rezistenţei flancului la pitting.

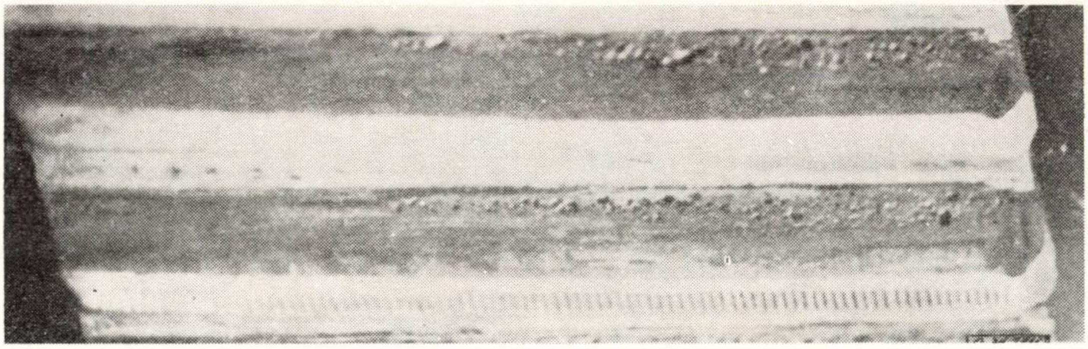


Fig. 2

Puncte de vedere în explicarea apariţiei şi dezvoltării pittingului

Fenomenului de distrugere a flancului dintelui prin ciupire i se acordă de cercetarea ştiinţifică tehnică un interes continuu şi deosebit. Sînt de relevat astfel lucrările [1 la 12].

Cu toate rezultatele obţinute, nu se poate încă răspunde precis la o serie de întrebări în legătură cu cauzele şi modul cum apare pittingul, cu posibilitatea obiectivă de identificare a începutului apariţiei lui, respectiv limita acceptabilă de pitting, cu complexul de factori care îl determină.

S-a observat că după un număr minim de cicluri de funcţionare a angrenajului (cel puţin 10^4 cicluri), pe flancul dintelui apar o serie de ciupituri; cu creşterea numărului de cicluri de solicitare se măreşte suprafaţa ocupată de pitting. În figura 2 se prezintă cîţiva dinţi ai unei roţi cu pitting avansat.

Pittingul apare mai ales pe piciorul dintelui în zona de sub cercul de rostogolire (fig. 3, *a*). O secţiune printr-o astfel de ciupitură este arătată în figura 3, *b*.

De remarcat că aceste ciupituri au o parte (*X*, fig. 3, *b*) care pătrunde în flanc sub un unghi mic şi o altă parte (*Y* fig. 3, *b*) care porneşte aproape perpendicular pe prima spre suprafaţa dintelui. Cercetările metalografice [13] demonstrează că porţiunea puţin înclinată are o suprafaţă netedă caracteristică ruperii prin oboseală şi ea continuă de obicei cu o fisură în dinte, iar cealaltă muchie are o suprafaţă neregulată caracteristică ruperii statice. Această formă a pittingului se păstrează pe tot flancul dintelui atît pe picior cît şi pe cap, dar aşa cum reiese din figura 3, *c* poziţia fisurii la roata motoare este cu vîrful ascuţit înspre picior, iar la roata condusă spre capul dintelui. În [10] s-a determinat că unghiul format de fisură cu normala la suprafaţă se păstrează mereu, şi anume 60—70°.

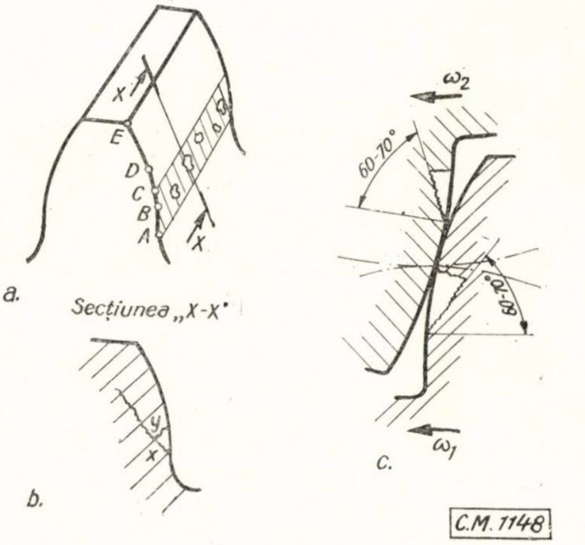


Fig. 3. Orientarea fisurilor pe flancul dintelui.

Teoriile care dau o explicaţie a apariţiei pittingului sînt unanim de acord că este necesară mai întîi fisurarea materialului din care se dezvoltă ciupiturile. De asemenea acceptă că este necesară prezenţa uleiului. Problema principală este de a defini un mecanism de formare a fisurilor. În această direcţie explicaţiile sînt multiple şi controversate, ele putîndu-se grupa în două categorii.

Teoriile din prima categorie consideră că efectul hotărîtor îl are prezenţa uleiului între flancurile dinţilor: fisurile apar datorită interacţiunii dintre filmul de ulei şi suprafeţele metalice. În [14] se arată că în condiţiile existente între flancurile dinţilor, filmul de ulei capătă o structură „cvasi-cristalină", iar în momentul ruperii lui, datorită rostogolirii flancurilor, în filmul de ulei apar forţe mari de tracţiune sau forfecare, fenomen care repetîndu-se oboseşte materialul şi produce fisurarea. Altă teorie explică fisurarea prin fenomenul de adsorbţie puternică a uleiului la suprafaţa metalică, forţa de prindere fiind mai mare decît aceea de rezistenţă a metalului. Fisurarea se mai poate produce, de asemenea, prin forţele hidrodinamice din stratul de ulei, presiunea herţiană accelerînd numai procesul. Aceste teorii au ca bază faptul că apariţia pittingului implică o anumită viteză periferică şi prezenţa uleiului.

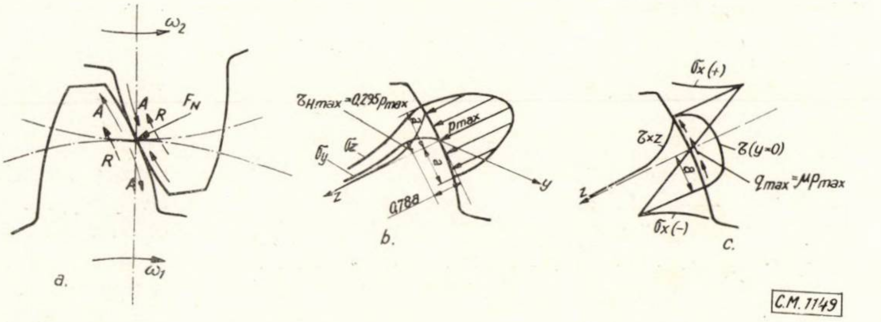


Fig. 4. Solicitările flancului dintelui.

Teoriile din grupa a doua consideră că solicitările mecanice ale flancurilor dinţilor reprezintă cauza primară a oboselii materialului şi a fisurării lui. Solicitările mecanice la care sînt supuşi dinţii în contact şi eforturile care apar la suprafaţă şi în adîncimea dintelui reprezintă un caz complicat. În figura 4 *a*, se prezintă doi dinţi în contact şi direcţiile mişcării relative în timpul angrenării (*R* — rostogolire, *A* — alunecare). De observat că la piciorul dinţilor mişcările de alunecare şi de rostogolire ale flancurilor dinţilor sînt de sensuri opuse, producîndu-se aşa-numita alunecare specifică negativă, pe cînd pe capetele dinţilor cele două mişcări coincid ca sens, producînd alunecarea specifică pozitivă. Datorită momentului de torsiune care trebuie transmis, în punctul de contact, pe direcţia liniei de angrenare, apare forţa normală F_N. În prima etapă de determinare a eforturilor din flancurile dinţilor s-a redus cazul contactului celor două flancuri la contactul a doi cilindri la care s-a aplicat relaţia lui Hertz. Rezultă astfel diagrama de presiuni din fig. 4, *b*, normale la suprafaţa dintelui pe o lăţime 2 *a* şi o lungime *B* egală cu a dintelui, iar valoarea presiunii maxime se determină cu relaţia:

$$p_{max}^2 = 0{,}35\frac{F_N E}{2\rho B} \tag{1}$$

în care: E este modulul de elasticitate, $1/\rho = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$ — curbura totală a flancurilor în punctul de contact.

Deci dacă se consideră că fisurarea şi, în final, ciupirea flancului este produsă de această solicitare, este necesar să se calculeze presiunea herţiană în toate punctele flancului dintelui, iar valoarea maximă să nu depăşesacă o presiune limită de la care ar începe fisurarea. Determinarea solicitării de pitting în acest caz se face cu relaţia dedusă din (1), şi anume:

$$p_c = \sqrt{0{,}35E\cdot\frac{1}{\cos^2\alpha_0 \operatorname{tg}\alpha_r}\cdot\frac{F_{td}}{bD_{d_1}}\cdot\frac{i_z+1}{i_z}} \leqslant$$

$$\leqslant p_a = \frac{p_D}{c}, \tag{2}$$

unde p_C este presiune în punctul de rostogolire C, în kgf/mm²;

F_{td} — forţa tangenţială pe cercul de divizare, în kgf;

α_0 — unghiul profilului de referinţă;

α_r — unghiul de angrenare;

D_{d_1} — diametrul de divizare al pinionului, în mm;

i_z — raportul de angrenare;

p_D — presiunea limită la pitting determinată în stand pe roţi dinţate, în kgf/mm²;

c — coeficient de siguranţă;

p_a — presiunea admisibilă, în kgf/mm².

Curba de variaţie a presiunii herţiene de-a lungul flancului rezultă din figura 5.

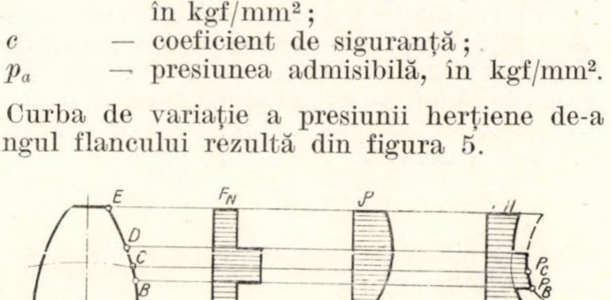


Fig. 5. Variaţia forţei normale F_N a razei de curbură (echivalente) a flancurilor şi a presiunii herţiene p_H.

O a doua etapă de calcul a eforturilor din flancurile dinţilor o reprezintă aplicarea teoriei lui Föppl, care dă o rezolvare completă a cazului tratat de Herz, diagrama de eforturi fiind reprezentată în figura 4, *b*.

Dacă se consideră că efortul tangenţial τ_H este cel care produce oboseala materialului, fisurarea va începe din interiorul materialului (propagîndu-se spre suprafață), și anume la o distanță 0,78 a de suprafața flancului, unde a reprezintă semiaxa elipsei herțiene de contact.

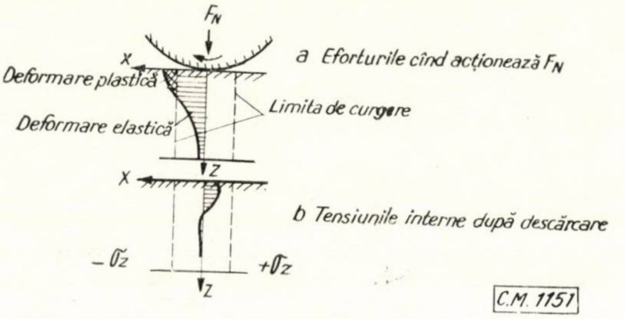


Fig. 6. Formarea tensiunilor interne în flancul dintelui.

În acest punct efortul tangențial atinge valoarea maximă, și anume :

$$\tau_{H_{max}} = 0{,}295\ p_H \tag{3}$$

Rezultă că verificarea solicitării la pitting a flancului trebuie să pornească de la calculul lui τ_H de-a lungul flancului și acesta trebuie să nu depășească o valoare limită. Această metodă se indică în [15]. Relația (3) arată că există o dependență directă între efortul tangențial și presiunea herțiană, deci acest caz se poate reduce la prima metodă de calcul.

Modelul de solicitare avînd la bază eforturile produse numai de forța normală F_N nu a putut însă explica influența mare a unor parametri și în special a uleiului și rugozității flancului asupra formării fisurilor și deci asupra capacității portante la pitting. Acordîndu-se atenție tipului de frecare dintre flancuri, care nu atinge stadiul hidrodinamic și deci coeficientul de frecare are o valoare mai mare — în jur de 0,08 —, într-o altă etapă s-a considerat că solicitarea principală care ar fisura materialul este solicitarea tangențială a suprafeței flancului produsă de forța de frecare. Cum tensiunea de frecare are valoarea

$$q = \mu p_H \tag{4}$$

repartiția ei va fi corespunzătoare celei a presiunii herțiene deci tot eliptică, așa cum rezultă și din figura 4, c. Această tensiune de frecare τ produce la suprafața dintelui un efort σ_x care se modifică de la compresiune la întindere, iar în interior efortul tangențial σ_{xz}. Datorită solicitării variabile a suprafeței dintelui produsă de efortul σ_x, corelată cu concentratori de tensiune de la suprafața flancului produși de vîrfurile rugozității etc., unii cercetători consideră că fisurarea începe de la suprafață dintr-un punct cu concentrator de tensiune și se dezvoltă treptat în adîncime. Punînd la bază această teorie rezultă drept criteriu caracteristic de apreciere a solicitării de pitting produsul μp_H, care înglobează prin μ efectul uleiului, rugozității, materialului, iar prin p_H, efectul forței de încărcare și al caracteristicilor mecanice ale materialului. Greutatea determinării valorilor acestui produs rezidă mai ales în determinarea coeficientului de frecare μ. Pentru a nu apare pitting trebuie ca acest produs să nu depășească o valoare limită, deci orice metodă care mișcorează pe μ sau p_H ajută la micșorarea pericolului de pitting. În [4] se dau unele valori limită pentru μp_H. Cu toate că acest model explică majoritatea influențelor asupra pittingului, nu se poate totuși explica de ce fisurile în material au mereu direcția arătată în figura 3, c. Pentru aceasta în [10] s-a considerat efectul cumulat al solicitării normale produsă de presiunea herțiană și al solicitării tangențiale din cauza forței de frecare și s-a ajuns la concluzia că se modifică atît valorile solicitărilor din modelul Föppl cît și locul apariției solicitării maxime de forfecare τ_H. Explicația apariției pittingului mai ales pe piciorul dintelui este : pe picior existînd alunecarea specifică negativă, cu alunecarea flancului de sens opus rulării, se adună deformațiile produse de cele două solicitări, pe cînd la capul dintelui se scad.

Fisurile de oboseală așa cum demonstrează teoriile de rupere a materialelor, se propagă fie în direcția efortului maxim de forfecare, fie perpendicular pe direcția efortului maxim de tracțiune-compresiune. Aplicînd aceste date la cazul solicitării flancurilor, Gappisch în [10] obține o direcție a fisurii perpendiculară pe efortul de compresiune produs de forța normală F_N, care însă era invers orientată față de cum apare în realitate. Pentru a se pune de acord, emite ideea că fisurile sînt provocate nu de tensiunile de compresiune datorită forței F_N, ci de tensiunile interne de tracțiune care apar în flancul dintelui, ca în figura 6. Astfel, așa cum rezultă din fig. 6, a, în timpul acțiunii forței F_N se produce în interiorul materialului o deformare elastică, iar în unele puncte depășindu-se limita de curgere apar deformații plastice. În momentul cînd încărcarea încetează, zona deformată elastic de sub zona plastică revenind, creează tensiuni interne de tracțiune, care provoacă fisurarea, iar direcția de propagare a fisurii calculată coincide cu direcția fisurilor, așa cum se produc real. Determinările experimentale au dovedit existența tensiunilor interne de tracțiune numai în zona piciorului dintelui, motivînd astfel de ce pittingul apare mai ales în această zonă.. În privința punctului de unde începe fisurarea, cu toate că Gappisch presupune că acesta ar fi în interiorul materialului unde se atinge τ_H maxim, întrucît nu a putut identifica fisuri care să nu se întindă pînă la suprafața flancului, el nu dă un răspuns precis.

Ca o concluzie referitoare la cauza calitativă și cantitativă a apariției fisurilor în material se precizează că părerile converg către oboseala materialului datorită solicitărilor mecanice. Referitor la indicarea tipului solicitării care ar caracteriza cît mai precis cantitativ momentul apariţiei fisurilor, considerăm că adoptarea solicitării tangenţiale datorită forţei de frecare se apropie cel mai mult de realitate.

Adoptarea criteriului numai al solicitării normale datorită presiunii herţiene, respectiv al solicitării tangenţiale provocată în interiorul materialului numai de presiunea herţiană nu explică influenţa fenomenelor de la suprafaţa materialului — ungerea, rugozitatea, iar cantitativ efectul presiunii herţiene apare apoi şi în solicitarea datorită forţei de frecare. Teoria tensiunilor interne de tracţiune caută să explice mai ales direcţia fisurii şi credem că ea nu cuprinde, de asemenea, efectele de la suprafaţă mai fiind necesare verificări ale existenţei acestor tensiuni şi a efectului lor. Se deduce că problema principală şi încă nelămurită complet privind distrugerea flancului prin pitting o reprezintă stabilirea cauzei primare — unde şi datorită căror factori se fisurează materialul.

O dată ce aceste fisuri există, toţi cercetătorii sînt de acord că în ele pătrunde uleiul, care în timpul rostogolirii flancurilor este introdus în fisură şi fiind supus la presiuni mari, produce ruperea bruscă statică formînd a doua muchie caracteristică a ciupiturii, şi anume aceea aproape perpendiculară la suprafaţă (y, în fig. 3, b).

Factorii principali ce influenţează rezistenţa la pitting

Fenomenul de pitting fiind foarte complex, depinzînd atît de factorii solicitărilor mecanice, de material, cît şi de parametrii legaţi de ungere şi frecare, rezultă că şi sfera parametrilor care-l influenţează este, de asemenea, întinsă. Sînt cuprinşi aici aproape toţi factorii geometrici, cinematici, de material, de tehnologie-montaj şi de funcţionare ai angrenajului. Cercetările de-a lungul anilor au pornit de la elementele mai evidente, punctul de vedere schimbîndu-se pe măsură ce se observă că elemente neconsiderate la început — de exemplu rugozitatea flancului — au efecte importante şi continuă încă pentru găsirea soluţiilor corecte. În tabela 2 se arată schematizat elementele care influenţează pittingul, cu indicaţiile bibliografice respective.

Mult timp în încercări a fost pus accentul pe determinarea parametrilor geometrici şi cinematici care să dea portanţa maximă. Din această categorie se remarcă trecerea la module mici, la deplasări mari pozitive, la unghiuri de înclinare mari. Gradul de acoperire nu a dovedit o influenţă sensibilă (cînd este sub valoarea doi şi polul este dispus în zona angrenării singulare), iar raportul de transmitere influenţează ca $i/i+1$. Modificrea cremalierei de referinţă mai ales în sensul măririi unghiului α_0 are o influenţă puternică pozitivă.

Tabela 2

Elementele care influenţează rezistenţa angrenajului la pitting

Elementele danturii sau angrenajului	— Geometrice şi cinematice	— Cremaliera de referinţă [2, 18, 20, 21] — Gradul de acoperire [2] — Deplasările de profil [2, 20, 21] — Modulul [2] — Unghiul de înclinare [2] — Numărul de dinţi [2] — Raportul de transmitere [2]
	— Material şi tratament termic	— Structura materialului [3] — Caracteristicile mecanice ale materialului [3] — Duritatea flancurilor [3] — Diferenţa de duritate între flancuri [3, 12, 20, 21] — Acoperiri metalice ale flancurilor [3, 5]
	— Tehnologie-montaj	— Precizia de fabricaţie [8] — Rugozitatea flancului [3, 4, 5] — Dimensiunile roţilor [9]
	— Funcţionare	— Forţa pe dinte [6, 19] — Viteza periferică [2] — Uleiul, tipul, viscozitatea, cantitatea [3, 5, 20, 21] — Temperatura roţii

Cum este şi normal, materialul cu caracteristicile lui şi tratamentul termic influenţează puternic rezistenţa flancului la ciupire. Astfel numai trecerea de la roţi îmbunătăţite la călite produce o creştere de circa 7 la 10 ori. Referitor la structura şi tipul de oţel care se recomandă mai sînt necesare experienţe pentru o bună clarificare. În [2] se afirmă că oţelurile carbon în stare normalizată rezistă mai bine decît oţelurile aliate îmbunătăţite, în contrazicere cu [16]. De reţinut este şi avantajul care se obţine prin diferenţa mare de duritate, adică combinarea de roţi călite cu îmbunătăţite [3, 12, 20, 21]. Ceea ce a constituit o altă etapă în determinarea capacităţii portante la pitting a fost sesizarea influenţei mari pe care o are precizia tehnologică de fabricaţie şi de montaj. Toate erorile care modifică încărcarea teoretică duc la o modificare a rezistenţei flancului la pitting. Au fost efectuate încercări pentru a se determina influenţa diferitelor erori. De remarcat, de exemplu, că modificarea numai cu o clasă a preciziei măreşte portanţa cu circa 50%. În ultimul timp s-a remarcat că o influenţă foarte mare asupra rezistenţei la pitting are rugozitatea flancului (fig. 7).

Asupra posibilităţilor de utilizare a rezultatelor obţinute experimental cu angrenaje de dimensiuni mici la angrenajele mari, în [17] se demonstrează că dacă se păstrează cantitativ aceleaşi erori de fabricaţie şi montaj, ceea ce nu este acelaşi lucru cu a păstra aceeaşi clasă de precizie, atunci se obţine aceeaşi portanţă la pitting. Deci factorul dimensional nu are importanţă. Referitor la elementele de funcţionare problema este clară numai în ceea ce priveşte creşterea pericolului de pitting cu forţa pe dinte.

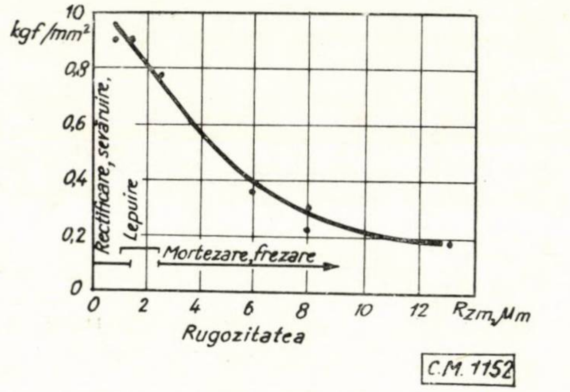


Fig. 7. Dependenţa încărcării pitting de rugozitate (R_{zm} — înălţimea medie a microasperităţilor).

La creşterea vitezei periferice mulţi cercetători, considerînd creşterea sarcinilor dinamice, ajung la concluzia că portanţa la pitting scade. În contradicţie [2] luînd efectul cumulat al creşterii sarcinilor dinamice, dar şi al creştrii cotei-părţi din încărcare care se transmite pur hidrodinamic trage concluzia că la precizie ridicată de execuţie portanţa la pitting creşte cu viteza. Uleiul are una dintre cele mai puternice influenţe. Astfel în [5] se demonstrează că trecerea la uleiuri sintetice aduce o creştere a portanţei de circa 5 ori. Explicaţia se găseşte, printre altele, în micşorarea coeficientului de frecare, deoarece se demonstrează că micşorarea la jumătate a lui duce la o creştere a portanţei de 4 ori. Din cercetările asupra influenţei uleiului, referitoare la componenţii lui, viscozitatea, cantitatea, modul şi locul de ungere, se consideră, că se mai pot găsi încă noi rezerve de micşorare a pericolului de pitting. *Concluzia* finală este că asupra fenomenului de pitting, cauzele apariţiei lui, modul cum se dezvoltă, parametrii care-l influenţează, cercetarea ştiinţifică nu şi-a precizat complet conceptul, mai fiind necesare încă studii teoretice şi experimentale. Aceasta o dovedesc şi temele multiple de cercetare prevăzute în prezent în planul centrelor puternice de specialitate din diferite ţări. Pornind de la importanţa economică a acestor preocupări asupra rezistenţei roţilor dinţate, şi în ţara noastră s-au început astfel de încercări pe scară industrială pentru a determina la reductoarele cu roţi îmbunătăţite, la o condiţie de fabricaţie curentă, capacitatea reală portantă la pitting şi apoi de a găsi mijloacele de a o mări.

Din complexul de factori care influenţează pittingul s-a ales a se studia influenţa deplasărilor de profil, a diferenţei de duritate la cele două roţi, a rugozităţii şi uleiului, ca factori ce contribuie hotărîtor la mărirea rezistenţei flancului la ciupire, cercetări care se vor prezenta în alte lucrări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Richter, W.* — Der FZG — Pitting — Test zur Ermittlung der Zahnflanken -Tragfägkeit. Konstruktion, 1960 Nr. 5, p. 185—190.

[2] *Niemann, G., Richter, W.* — Versuchsergebnisse zur Zahntlanken-Tragfähigkeit. Konstruktion, 1960, Nr. 5, p. 191—194, Nr. 6 p. 236 — 241, Nr. 7, p. 269 — 278, Nr. 8, p. 319—321, Nr. 9, p. 360—364, Nr. 10, p. 397—402.

[3] *Niemann, G., Bötsch, H.* — Neue Versuchsergebnisse zur Zahnflanken — Tragfähigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. Konstruktion , 18 (1966), Nr. 12, p. 481—491.

[4] *Niemann, G., Rettig, H* — Zahnflankenfestigkeit. ASUG — Mitt. 5 (1968), p. 8—10.

[5] *Niemann, G., Rettig, H.* — Tragfähigkeitssteigerungen bei gehärteten und ungehärteten Zahnrädern. VDI-Berichte, Nr. 105, 1967, p. 11—18.

[6] *Winter, H,* — Flankentragfähigkeit geradverzahnter Stirnräder. Versuchsauswertung und Verlauf der Grübchenbildung. Industrieblatt, mai, 1960, p. 309—315.

[7] *Winter, H.* — Flankentragfähigkeit geradverzahnter Stirnräder, Versuche über den Einfluss der Zahnform bei gefrästen, verguteten Zahnrädern. Industrieblatt, dec 1961, p. 785—789.

[8] *Kalkert, W.*— Untersuchungen über den Einfluss der Fertigungsgenauigkeit auf den Zahnkraftverlauf und die Flankentragfähigkeit ungehärteter Stirnräder. Industrie-Anzeiger, 1963, Nr. 11, p. 175—182.

[9] *Bielefeld, J., Kalkert, W.*— Verschleissuntersuchungen an breiten, wälzgefrästen Zahnrädern. Industrie-Anzeiger, 1959, Nr. 80, p. 1271—1278.

[10] *Gappisch, M.* — Untersuchungen über die Grübchenbildung an ungehärteten Zahnrädern. Industrie-Anzeiger, 1961, Nr. 45, p. 771—778.

[11] *Voliusko, Iu. S* — Vîbor ishodnîh reecinîh konturov dlea priamozubîh peredaci s koeffiţientom perekrîtia bolşe dvuh i s poliusom v zone dvuhparnogo kontakte. Izvestia VUZ-Maşinostroenie 1965, Nr. 2, p. 10—22.

[12] *Kilimov, M. I.* — Kontaktnaia procinosti kosozubîh peredaci. Rascet na procinosti (Culegere de articole), Vîpusuk 7, Moscova, 1961, p. 300—307.

[13] *Gappisch, M.* — Metallographische Untersuchungen zur Grübchenbildung. Industrie-Anzeiger, 1959, Nr. 80, p. 1278—1284.

[14] *Heidebrock, E.* — Zahnradforschung und Schmierstoff. In: VDI—Zeitschrift, 93 (1951) p. 1012.

[15] *Resetov, D. N.* — Organe de maşini. Ed. tehnică (traducere limba rusă) Bucureşti, 1963.

[16] Einfluss der Werkstoffart und-paarung auf die Grübchenbildung von Zahnrädern. Bergakademie, 1962, Nr. 6, p. 439—449.

[17] *Kalkert, W., Bosch, M.* — Untersuchungen der Flankentragfähigkeit von Stirnradgetriebe, Industrie-Anzeiger, 86 (1964), Nr. 102, p. 2193—2198.

[18] *Vulgakov, W. B.*: Zubciatîe peredaci modifiţirovannogo ishodnogo reecinogo kontura. Moscova, Maşghiz, 1962.

[19] *Rădulescu, G.*: Untersuchungen über den Einfluss der Profilrücknahme auf die Zahnverformung und das Geräusch geradverzahnter Stirnräder. Dresden, Technische Universität, Dissertation, 1966.

[20] *Miloiu, G.* Getriebe mit hoher Tragfähigkeit-Maschinenmarkt, 1970, Nr. 56, p. 1257—1262.

[21] *Sauer, s. a.* Angrenaje. Editura Tehnică, Bucureşti, 1970, Vol. II, Cap. Ridicarea capacităţii portante a angrenajelor, p. 625—675.

CZ.621.43.47.3–33–231.2

Cu privire la funcționarea în regim dinamic a supapei mecanismului distribuției motoarelor cu ardere internă

Conf. dr. ing. Ion **SAVA** — Centrul de mecanica solidelor – București

Sava Ion a absolvit Facultatea de construcții de mașini și utilaje a Institutului de petrol din București, în 1960. Este doctor inginer (Institutul politehnic—București) din 1969. A fost cercetător principal la Institutul de mecanică aplicată din București pînă în 1971. În prezent este conferențiar la Institutul agronomic din București și cercetător principal II (onorific) la Institutul de mecanică a solidelor.

Studiile experimentale [7] au evidențiat influențele pe care o serie de parametri, inofensivi la viteze mici, le exercită asupra parametrilor funcționali ai elementului executor din mecanismele cu came în cazul vitezelor mari. Mecanismul distribuției motoarelor cu ardere internă reprezintă un exemplu de mecanism cu came de structură mai complexă ce funcționează la un regim de viteze ridicat. Elasticitatea elementelor lanțului cinematic, prezența jocurilor și a frecării din cuplele cinematice și dependența constantelor sistemului de regimul de funcționare conduc la deformarea parametrilor realizați la supapă, în comparație cu cei estimați la proiectarea profilului camei, cu repercusiuni nedorite asupra funcționării motorului.

În prezenta lucrare se analizează, teoretic și experimental, influența factorilor mai sus menționați asupra mișcării relative a supapei față de scaunul său, pentru o rotație completă a camei, în condițiile vitezelor ridicate de funcționare, proprii motoarelor cu ardere internă.

1. *Modelul dinamic.*

Dacă se consideră schema cinematică a mecanismului de distribuție redată în figura 1, în baza a o serie de ipoteze ca:

— se neglijează înclinarea tijei împingătoare față de direcția deplasării supapei, precum și încovoierea ei.

— masele elementelor cu mișcări rectilinii se înlocuiesc prin masa redusă la supapă, iar ale celor cu mișcări de rotație printr-o masă redusă la camă.

— forțele de amortizare sînt proporționale cu vitezele corespunzătoare, iar pierderile prin frecare și forțele columbiene se neglijează.

— turația camei este admisă uniformă, iar elasticitatea în punctul de contact camă-tachet se neglijează, atunci sistemului distribuției i se poate asocia modelul dinamic redat în figura 2.

Notațiile au următoarea semnificație:

φ_r și φ — unghiul de rotație uniformă al axului cu came și, respectiv, modificat de vibrațiile torsionale q;

— $s(\varphi)$ — legea deplasării tachetului, modificată de vibrațiile torsionale. Deoarece valorile lui q sînt mici ($< 0{,}5$ rad.) [8, 9], funcția deplasării $s(\varphi)$ împreună cu derivatele ei, în ipoteza

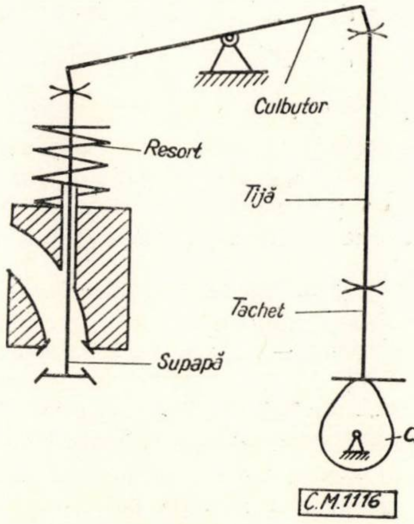


Fig. 1

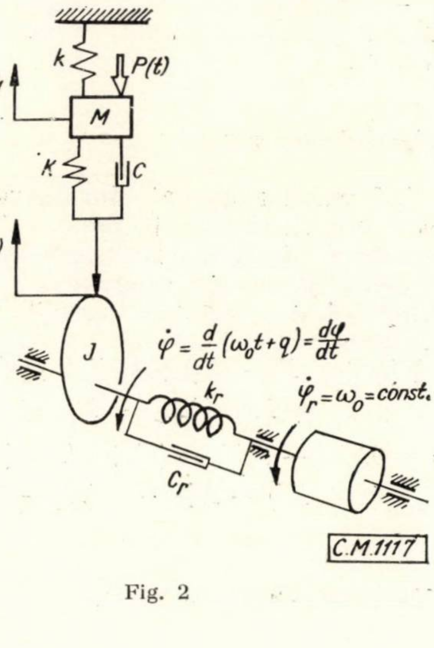

k
P(t)
x_1
M
K
C
S(φ)
J
$\dot\varphi = \frac{d}{dt}(\omega_0 t + q) = \frac{d\varphi}{dt}$
k_r
$\dot\varphi_r = \omega_0 = const.$
C_r
C.M.1117

Fig. 2

continuităţii lor, pot fi dezvoltate în serie de puteri :

$$s^{(n)}\ (\varphi) = s^{(n)}\ (\varphi_r) + s^{(n+1)}\ (\varphi_r)\ q + \\ + \frac{1}{2} s^{n+2}\ (\varphi_r)\ q^2 + \dots , \qquad (1)$$

iar primele două derivate ale sale în raport cu timpul sînt :

$$\dot{s}\varphi) = s'(\varphi)\ (\omega + \dot{q})\,;\ \ddot{s}(\varphi) = s''(\varphi)\ (\omega + \dot{q})^2 + s'\ (\varphi)\ \ddot{q} \qquad (2)$$

— x_1 şi q — deplasarea reală a masei M şi, respectiv, amplitudinea vibraţiei torsionale. Dacă se notează prin X_1 şi X_2 deplasarea longitudinală şi, respectiv, de rotaţie, adimensionale, atunci legătura dintre mărimile reale şi cele adimensionale, pentru funcţiile primare şi primele două derivate, sînt :

$$\begin{aligned} x_1 &= X_1 s_0, & \dot{x}_1 &= X_1' s_0/t_0, & \ddot{x}_1 &= X_1'' x s_0/t_0^2 \\ q &= X_2 \varphi_0 & \dot{q} &= X_2' \varphi_0/t_0, & \ddot{q} &= X_2'' \varphi_0/t_0^2, \qquad (3) \\ s &= y s_0, & \dot{s} &= y' s_0/t_0, & \ddot{s} &= y'' s_0/t_0^2, \end{aligned}$$

cu t_0 — timpul în care cama se roteşte cu unghiul φ_0 pentru a realiza cursa maximă s_0, iar ultima din expresiile (3) se referă la legea de profilare a camei în care y este deplasarea adimensională a tachetului ;

— k_r, K şi k — constantele elastice, a arborelui portcamă la răsucire, a lanţului cinematic arbore portcamă — supapă şi, respectiv, a arcului supapei ;

— c_r şi c — coeficienţii de amortizare ai mişcării de rotaţie şi, respectiv, de translaţie ;

— M şi J — masa elementelor cu mişcări de translaţie, redusă la supapă şi, respectiv, momentul masic de inerţie al maselor aflate în mişcare de rotaţie, reduse la camă ;

— P — suma forţelor create de prestrîngerea resortului şi presiunea gazelor, în cazul supapei de evacuare.

2. *Modelul matematic*

Aplicînd maselor separate din figura 2 legea doua a mecanicii şi folosind relaţiile (1), (2) şi (3), se obţine, direct în coordonate adimensionale, sistemul de ecuaţii diferenţiale, neliniare, de ordinul doi, cu coeficienţi variabili, care descrie mişcarea supapei :

$$\begin{aligned} X_1'' &= \omega_1^2\ ((y + y'\ X_2) - X_1) + A_1\ ((y' + y''X_2)\ (1 + \\ &\quad + X_2') - X_1') - F, \\ X_2'' &= -\ B_1 X_2' - \omega_r^2 X_2 - (y' + y''X_2)\ (B_2\ ((y' + \\ &\quad + y^2 X_2)\ \ (1 + X_2') - X_1') - A\ (X_1 - y - y'X_2) \end{aligned} \qquad (4)$$

şi în care s-au făcut notaţiile :

$\omega_1^2 = (k + K)\ t_0^2/M \approx K t_0^2/M$ şi $\omega_r^2 = k_r t_0^2/J$ — pulsaţiile proprii, adimensionale, ale vibraţiilor longitudinale şi, respectiv, torsionale ;

$A_1 = c t_0/M$ şi $B_1 = c_r\ t_0/J$ — coeficienţii de amortizare, adimensionali, ai vibraţiilor longitudinale şi, respectiv, torsionale ; (5)

$F = P_0 t_0^2 M s_0$ — forţa perturbatoare adimensională ;

$A = K s_0^2/J\omega_0^2$ şi $B_2 = c s_0^2/J\varphi_0\omega_0$ — constante adimensionale.

3. *Criteriul de analizare a comportării supapei*

Intreruperea continuităţii mişcării lanţului cinematic camă-supapă este succedată de creşterea exagerată a încărcării elementelor transmisiei. Menţinerea continuităţii lanţului cinematic împreună cu limitarea încărcărilor din cupla superioară pot servi drept criteriu de apreciere al comportării distribuţiei.

În coordonate adimensionale, condiţia de continuitate se poate exprima prin inegalitatea

$$P = (y + y'X_2 - X_1) + A_1\ ((1 + X_2')\ (y' + \\ + y''\ X_2) - X_1')\ /\omega_1^2 \geqslant 0, \qquad (6)$$

unde $P - p/Ks_0$ este încărcarea adimensională din cupla superioară. Cercetarea semnului expresiei (6) şi a valorilor sale maxime pune în evidenţă influenţa rezultantă a modificării regimului funcţional al mecanismului de distribuţie.

Ignorarea vibraţiilor torsionale liniarizează sistemul (4), reducîndu-l la o ecuaţie mai simplă :

$$X_1'' = \omega_1^2\ (y - X_1) + A_1\ (y' - X_1') - F, \qquad (7)$$

iar condiţiile de continuitate a mişcării (6) capătă forma :

$$P = (y - X_1) + A_1\ (y' - X_1')/\omega_1^2. \qquad (8)$$

De remarcat faptul că, în intervalele de negativitate a expresiei (6), valabilitatea sistemului (4) şi, respectiv, ecuaţiei (7) încetează, iar mişcarea reală a supapei este descrisă de o altă ecuaţie diferenţială :

$$X_1'' + p_1^2\ X_1 = -\ N, \qquad (9)$$

unde s-a notat prin p_1 — pulsaţia adimensională kt_0^2/M, iar prin N — forţa adimensională $gt_0^2/s_0 + F$, cu g-acceleraţia gravitaţiei.

Soluţia ecuaţiei diferenţiale (9) are forma :

$$X_1 = (X_{1i} - N/p_1^2)\ \cos p_1\ (x - x_i) + \\ + \frac{X_{1i}}{p_1}\ \sin\ p_1\ (x - x_i) - N/p_1^2, \qquad (10)$$

unde indicele i marchează abscisa corespunzătoare momentului întreruperii lanţului cinematic. X_{1i} şi X_{1i}' se obţin din sistemul (4) şi derivata sa pentru abscisa x_i, calculată din ecuaţia ce rezultă prin anularea expresiei (6).

De semenea, în momentul reapariţiei jocului în cuplele cinematice, la sfîrşitul intervalului de lucru şi în afara funcţionării de regim, viteza de lovire a supapei de scaunul său creează o asemenea forţă percutantă care depăşeşte posibilitatea resortului de a menţine supapa pe scaun, executînd pe aceasta o mişcare oscilatorie limitată. După reapariţia jocului sistemul considerat anterior se reduce la unul alcătuit din supapă, arcul precomprimat şi scaunul supapei, adică un sistem monomasic supus la solicitări prin şoc a cărui mişcare este descrisă de ecuaţia diferenţială :

$$X_1'' + \omega_a^2 X_1 = 0, \qquad (11)$$

iar soluţia are forma :

$$X_1 = \mathrm{f}\cos \omega_a\ x + \frac{X_i}{\omega_a} \sin \omega_a\ x, \qquad (12)$$

unde f este prestrîngerea adimensională a resortului, X_i' este viteza supapei după ciocnirea sa cu scaunul, iar $\omega_a = kt_0^2/m_{sup}$ este pulsaţia proprie adimensională a resortului supapei.

Dacă se consideră drept origine a timpului momentul contactului supapei cu scaunul său, abscisa dintre două loviri consecutive ale supapei este dată de relaţia :

$$x_i = \frac{2}{\omega_a}\left(\frac{\pi}{2} - \mathrm{arc\,tg}\,\frac{\omega_a^f}{X_i'}\right), \qquad (13)$$

în care viteza supapei X_i' se determină cu relaţia :

$$X_i' = -\lambda X_j', \qquad (14)$$

unde s-a notat prin λ coeficientul de restituire $(0 < \lambda < 1)$, iar X_j' este viteza supapei înaintea ciocnirii şi se determină din sistemul (4).

După cea de a doua ciocnire se refolosesc ecuaţiile (12) şi (13), în care viteza X_j' se va calcula din derivata ecuaţiei (12) pentru abscisa x_i dată de (13). În continuare amplitudinile se reduc, la fel ca şi distanţa dintre ciocniri.

4. *Calculul încărcării din cupla superioară*

Calculul efectiv al expresiei (6) este precedat de rezolvarea sistemului (4). Însă forma complicată a acestuia nu permite obţinerea unei soluţii analitice prin cvadraturi, motivîndu-se astfel rezolvarea sa numerică în baza unei organigrame [8] pentru calculatorul electronic. Spre exemplificarea utilizării relaţiilor de mai sus se va efectua o analiză dinamică a comportării mecanismului distribuţiei motoarelor cu ardere internă în ipoteza utilizării unui profil compus din arce de sinusoidă şi polinoame de puteri. Considerînd numai cama de evacuare cu originea măsurării unghiului de rotaţie la începutul cursei de ridicare (fig. 3), legea de mişcare, în coordonate adimensionale, are expresiile alăturate figurii, iar constantele sistemului mecanic, corespunzător distribuţiei SR211, sînt următoarele : $c = 0{,}1$ kgf/cm ; $k = 35$ kg/cm ; $K = 3500$ kg/cm ; $k_r = 4570000$ kgcm/rad ; $c_r = 0{,}5$ kgcms/rad ; $J = 0{,}04$ kgs²/cm ; $M = 0{,}03$ kgs²/cm ; $\varphi_0 = 82°$; $s_0 = 1{,}06954$ cm ; $j = 0{,}04$ cm ; $P_0 = 25$ kg.

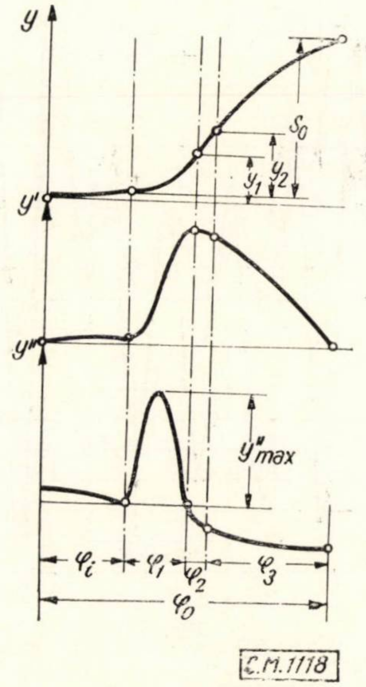


Fig. 3. $y_i = 0{,}04245\,(1 - \cos 7.\,576782x)$ pe intervalul $0 \leqslant x \leqslant 0{,}207317$ $(0 \leqslant \varphi \leqslant 16°44')$
$y_1 = 0{,}04245 + 1{,}22791\ (x - 0{,}207317) - 0{,}066471 \sin 13{,}558453\ (x - 0{,}207317)$ pe intervalul $0{,}207317 \leqslant x \leqslant 0{,}439024$ $(16°44' \leqslant \varphi \leqslant 35°44')$
$y_2 = 0{,}326971 + 1{,}993201\ (x - 0{,}439024) + 0{,}006333 \sin 21{,}46755\ (x - 0{,}439024)$ pe intervalul $0{,}439024 \leqslant x \leqslant 0{,}512195$ $(35°44' \leqslant \varphi \leqslant 41°44')$
$y_3 = 1 + 0{,}613274\ (1 - x)^4 - 2{,}\,33489\ (1 - x)^2$ pe intervalul $0{,}512195 \leqslant x \leqslant 1{,}487805$ $(41'44° \leqslant \varphi \leqslant 122)$
$y_4 = 0{,}479147 + 1{,}993201\ (1{,}487805 - x) + 0{,}006333 \sin 21{,}46755\ (1{,}487805 - x)$ pe intervalul $1{,}487805 \leqslant x \leqslant 1{,}560976$ $(122° \leqslant \varphi \leqslant 128)$
$y_5 = 0{,}326971 + 1{,}170218\,(1{,}5609756 - x) + 0{,}070721 \sin 13{,}558453\ (1{,}\,560976 - x)$ pe intervalul $1{,}560976 \leqslant x \leqslant 1{,}792683$ $(128° \leqslant \varphi \leqslant 147°)$
$y_6 = 0{,}055808\,[1 - \cos 3{,}788391\ (2{,}\,207317 - x)]$ pe intervalul $1{,}792683 \leqslant x < 2{,}207317$ $(147° \leqslant \varphi \leqslant 183°)$

Introducînd aceste valori în relaţiile (5), constantele sistemului de ecuaţii (4), pentru două turaţii ale motorului (3800 şi 4500 rot/min), capătă valorile : $\omega_1^2 = 554{,}333580$; $\omega_r^2 = 5911{,}044800$; $A_1 = 1{,}834900$; $B_1 = 0{,}08911$; $B_2 = 0{,}022951$; $F = 7{,}17987$; $A = 1,\ 374565$; acestea pentru prima turaţie, iar pentru a doua, păstrînd ordinea, se obţine : 395,296860 ; 4215, 182000 ; 1,549509 ; 0,075926 ; 0,019381 ; 5,119986 ; 0,980206, în timp ce pentru condiţiile iniţiale se admit valorile : $X_1(0{,}195122) = X_1'$, $(0{,}195122) = 0$; $X_2\ (0) = X_2'(0) = 0$. Se face menţiunea că condiţiile iniţiale corespund unghiului de rotaţie al camei pentru preluarea jocului şi învingerea prestrîngerii resortului P_0.

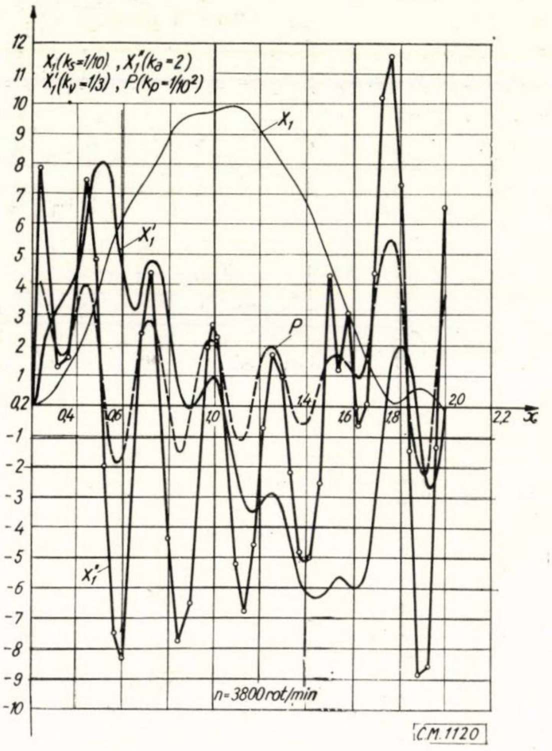


Fig. 4

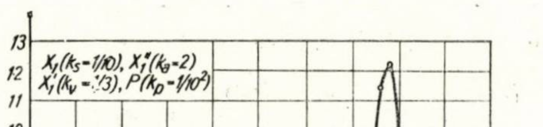


Fig. 5

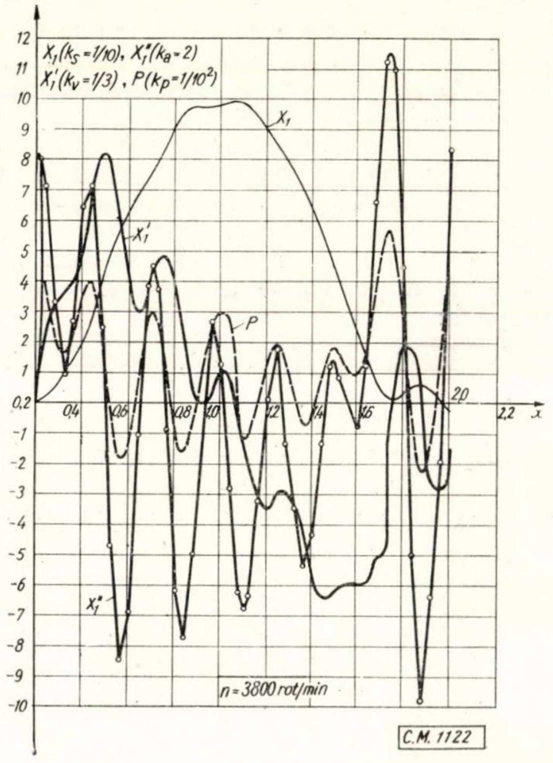


Fig. 6

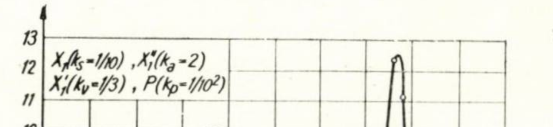
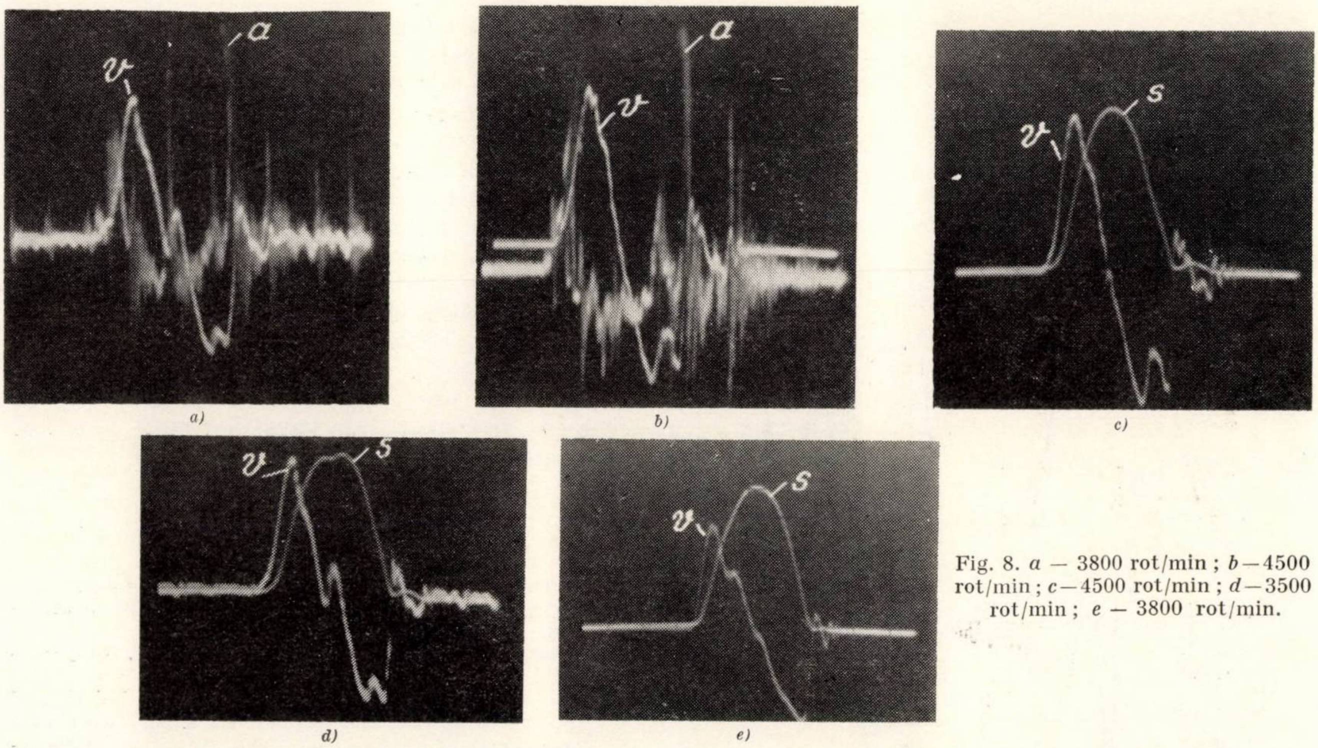


Fig. 7



a) b) c) d) e)

Fig. 8. a — 3800 rot/min ; b—4500 rot/min ; c—4500 rot/min ; d—3500 rot/min ; e — 3800 rot/min.

Soluția sistemului (4) și variația încărcării din cupla superioară (6), pe intervalul de lucru, pentru cele două turații considerate, sînt trasate în figurile 4 și 5, iar curbele din figurile 6 și 7 corespund ecuației diferențiale (7) și expresiei (8).

În scopul verificării rezultatelor teoretice, profilul studiat a fost materializat ridicîndu-i-se oscilogramele deplasării, vitezei și accelerației pe instalația prezentată în lucrarea [7]. Oscilogramele sînt redate în figura 8, iar în scopul comparării lor cu soluțiile teoretice, parametrii funcționali oscilografiați (s, v, a) sînt redați mărit în figurile 9 și 10.

Analizînd, în baza aplicațiilor geometrice ale calculului diferențial [7], curbele teoretice și experimentale, se pot trage concluzii privind modelul matematic corespunzător actualului mecanism de distribuție al motorului SR211, precum și asupra limitelor de variație a parametrilor săi funcționali.

5. *Concluzii*

1. Rigiditatea torsională mare, a arborelui portcamă, nu afectează soluția ecuației diferențiale (7) (a se compara figurile 4 cu 6 și 5 cu 7) și prin urmare, pentru cazul analizat, utilizarea acesteia la studiul dinamicii mecanismului distribuției devine avantajoasă în fața sistemului (4), mai complicat.

2. Lanțul cinematic camă-supapă devine susceptibil de întrerupere a continuității sale la începutul cursei de ridicare și către sfîrșitul coborîrii (a se urmări încărcarea P pe figurile 6 și 7) și, mai acentuat, pentru turațiile ridicate. La aceeași concluzie se ajunge și prin urmărirea oscilogramelor cînd creșterea valorii absolute a accelerațiilor negative conduce la depășirea posibilităților arcului supapei [7]. Histerezisul comprimării, pe intervalul cursei de ridicare, remarcat numai pe curbele teoretice, în faza coborîrii nu modifică constatarea cu privire la desprinderea tachetului de pe camă.

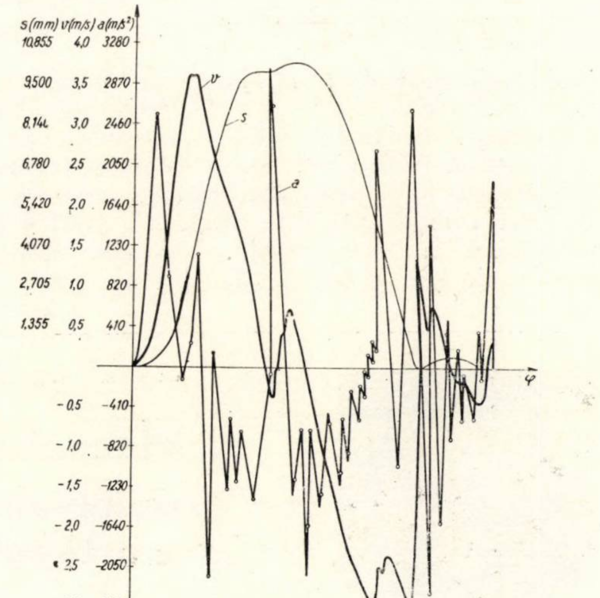


Fig. 9

3. Viteza de așezare a supapei pe scaunul său determină mișcarea acesteia după reapariția

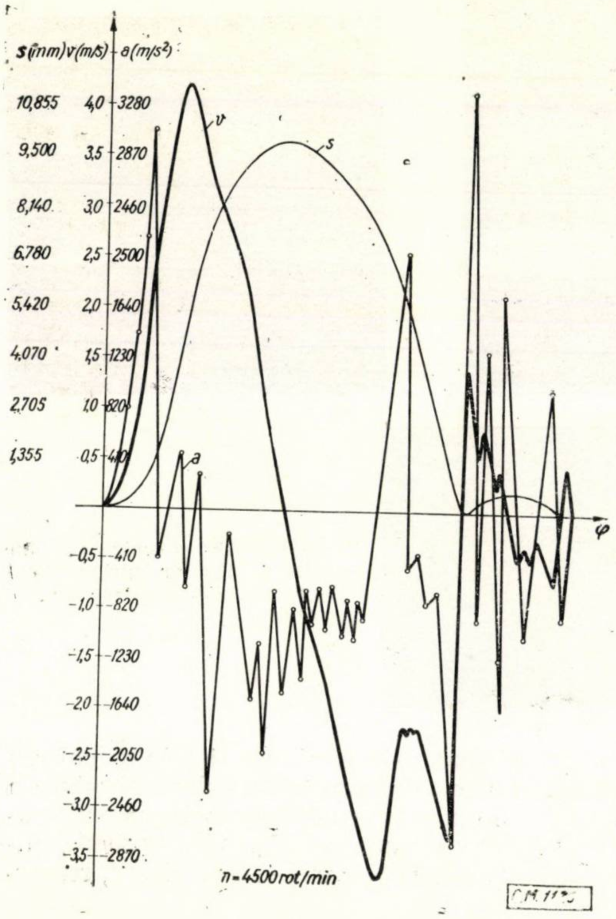


Fig. 10

jocului (înainte de a se ajunge la temperatura de regim). În această perioadă, frecvența bătăilor supapei decide durabilitatea ei, iar din curbele experimentale (fig. 8), o funcționare mai silențioasă fără prejudicii asupra anduranței pieselor componente este asigurată pentru turații pînă la 3600 rot/min. Valoarea mare a vitezei de șoc (~3m/s) (fig. 10) are repercusiuni asupra cronosecțiunii reale deci asupra umplerii motorului, putîndu-se ajunge, pentru turații de 5 000 rot/min, la scăderea bruscă a puterii acestuia.

4. Urmărind în paralel curbele teoretice și cele experimentale rezultă redarea fidelă a comportării distribuției, de către modelele matematice (4) și, respectiv, (7) și prin urmare mișcarea relativă a supapei împreună cu măsurile practice ce se desprind pot fi analizate teoretic.

5. În această situație, modelele matematice prezentate stabilesc legătura dintre legea de profilare și legea de mișcare a supapei, creîndu-se astfel premisele realizării profilelor polidine [9], indispensabile turațiilor mari specifice automobilelor de curse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Eiss, N. S.* Vibration of cams having two degrees of freedom. In : Trans. ASME J. of engineering for industry, nov 1964, p. 343.

[2] *Janssen, B.* Dynamik der Kurvengetriebe. VDI-Berichte, nr. 127 1969.

[3] *Johnson, R. C.* The dynamic analysis and design of relatively flexible cam mechanisms having more then one degree of freedom. In : Trans. ASME J. of engineering for industry, nov 1959, p. 323.

[4] *Kobrinski, A. E.* Mehanizmî s uprughimi sviazami. Dinamika i ustoicivosti. Moscova, Nauka, 1964.

[5] *Korcemnîi, L. V.* Mehanizmî gazoraspredilenia dvigatelia. Moscova, Mașghiz, 1964.

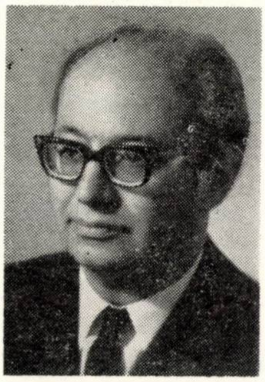
[6] *Pust, L.* Vibration of non linear mechanical system with nonanalytic characteristics. Proceedings of the fourth conference on nonlinear oscillations, sept 1967, Praga.

[7] *Pelecudi, C., Sava, I.* Studiul experimental al dinamicii mecanismelor cu came. In : Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1970.

[8] *Sava, I.* Contribuții la dinamica și sinteza optimală a mecanismelor cu came. Rezumatul tezei de doctorat. Institutul politehnic București, 1969.

[9] *Sava, I., Cononovici,* S. Optimizarea sintezei curbelor polidine. În : Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1971.

[10] *Vulfson, I. I.* Ucet vozbujdaemîh krutilnîh kolibania privoda pri analize i dinamiceskom sinteze kulacikovo mehanizma. In : Mehanika mașin, nr. 9—10, 1967.



CZ 621.913—231.3 : 621.833

Mecanism sinus cu rotație neuniformă a manivelei pentru mașinile—unelte de mortezat dantura

Ing. Enric SILIANU — Instititutul politehnic — Brașov

Silianu Enric este absolvent al Institutului politehnic din București, Facultatea de electromecanică, anul 1946. În prezent este conferențiar la Institutul politehnic din Brașov, șef Catedră organe de mașini

Mecanismul mișcării principale la mașinile-unelte de mortezat dantura este mecanismul care realizează deplasarea liniar-alternativă a suportului portsculă. Acest mecanism, la diversele construcții existente, se poate prezenta sub una din următoarele forme :

— mecanism sinus;
— mecanism cu manivelă și bielă-cremalieră;
— mecanism cu manivelă și balansier;
— mecanism bielă-manivelă.

Pentru limitarea problemei se studiază în această lucrare numai mecanismul de tipul „sinus", dar metoda folosită poate fi extinsă și la celelalte tipuri de mecanisme ale mișcării principale.

Mecanismul sinus (fig. 1. *a*), cu rotație uniformă a manivelei, are o cinematică favorabilă unei funcționări line, fără șocuri; viteza și accelerația au variații sinusoidale (fig. 1. *b*).

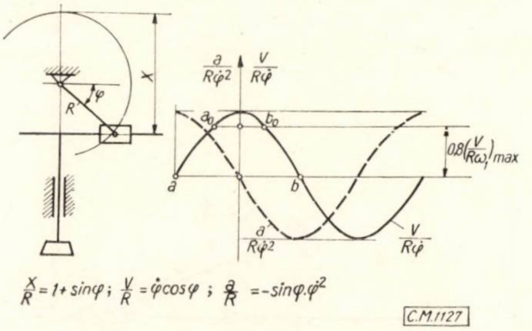

x
φ
R
$\frac{a}{R\dot{\varphi}^2}$
$\frac{V}{R\dot{\varphi}}$
a_0
b_0
a
b
$0{,}8\left(\frac{V}{R\omega_1}\right)_{max}$
$\frac{a}{R\dot{\varphi}^2}$
$\frac{V}{R\dot{\varphi}}$
$\frac{x}{R} = 1 + \sin\varphi$; $\frac{V}{R} = \dot{\varphi}\cos\varphi$; $\frac{a}{R} = -\sin\varphi \cdot \dot{\varphi}^2$
C.M.1127

Fig. 1. Mecanism sinus (*MS*).

Din punct de vedere tehnologic, acest mecanism al mișcării principale prezintă însă două importante deficiențe (deficiențe care se găsesc și la celelalte tipuri de mecanisme menționate mai sus):

a) durata cursei active este egală cu durata cursei în gol, deci are o productivitate fixă pe cursă dublă [1]:

$$Q_{cd} = 0{,}5;$$

b) numai o parte din cursa activă (sub 50%) se efectuează la o viteză apropiată de cea optimă.

Îmbunătățirea performanțelor mașinii-unelte de mortezat dantura, prin micșorarea influenței fenomenelor negative semnalate mai sus, se propune a se realiza printr-o rotire neuniformă a manivelei mecanismului sinus, conform schemei din figura 2.

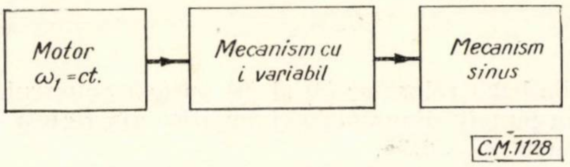


Fig. 2. Schema bloc a acționării mecanismului sinus.

Mecanismele care realizează o rotire neuniformă, cu diversele lor aplicații, au fost cercetate în literatura de specialitate [3], [5], [6], [7], dar nu au fost analizate efectele acestei neuniformități asupra cinematicii sculei de mortezat dantura, asupra limitelor între care se poate realiza neuniformitatea.

1. *Coeficientul de aplatisare al diagramei vitezelor*

Pentru a putea aprecia cît de mare este porțiunea din cursa activă la care viteza este suficient de apropită de cea optimă, se introduce un nou coeficient, care se va numi coeficient de aplatisare al diagramei vitezelor (C_A), care se va defini în continuare.

Se apreciază că procesul de așchiere se desfășoară în condiții bune atunci cînd viteza reală de așchiere „v" are o valoare cuprinsă în intervalul $0{,}8 \cdot V_{\max} \leqslant v \leqslant V_{\max}$, unde $V_{\max}$ reprezintă viteza maximă de așchiere admisă.

În acest caz, coeficientul de aplatisare al diagramei vitezelor, definit geometric prin raportul (fig. 3):

$$C_A = \frac{\overline{ab}}{\overline{a_0 b_0}}$$

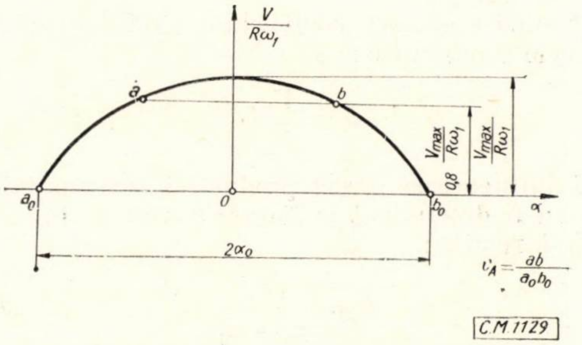


Fig. 3. Coeficientul de aplatisare C_A.

arată a cîta parte din cursa de așchiere se realizează în condiții bune, din punct de vedere cinematic.

La mecanismul sinus cu rotire uniformă a manivelei, rezultă din diagrama vitezelor (fig.1. *b*), valoarea:

$$C_A = 0{,}41.$$

2. *Mecanisme cu raport de transmitere variabil*

Există o varietate mare de mecanisme care pot realiza un raport de transmitere variabil, dar punînd condiția simplității, compactității și robusteței, numărul lor se reduce sensibil. În lucrarea de față se va analiza cazul în care mecanismul sinus va fi antrenat de unul dintre următoarele mecanisme:

— mecanism cu culisă rotativă (M.C.R.);
— angrenaj format din roți eliptice (A.R.);
— angrenaj „cosinus" format din roți necirculare de tip special (AC).

Cinematica primelor două mecanisme este cunoscută din lucrări clasice, iar a celui de-al treilea, propus în lucrare, va fi prezentată la punctul 4.3.

În toate cazurile legarea mecanismului cu raport de transmitere variabil, de mecanismul sinus, va fi astfel realizată încît viteza micşorată a manivelei mecanismului sinus să corespundă cursei active de aşchiere, iar viteza mărită să corespundă cursei de mers în gol.

3. *Parametri funcţionali*

3.1. *Coeficientul vitezelor medii.* Productivitatea în cazul mecanismului cu cursă dublă se calculează cu relaţia :

$$Q_{cd} = \frac{k}{1+k}, \qquad (1)$$

unde $k = \frac{t_a}{t_g}$, t_a fiind timpul în care se efectuează cursa activă, iar t_g timpul corespunzător cursei „în gol" ;

k este totodată şi „coeficientul vitezelor medii, în cele două curse :

$$k = \frac{V_{mg}}{V_{ma}},$$

k influenţează direct productivitatea maşinii. El va fi determinat la fiecare caz în parte utilizînd relaţia :

$$k = \frac{\alpha_0}{\pi - \alpha_0} \qquad (2)$$

unde $2\alpha_0$ este unghiul de rotire al manivelei 1 cu $\omega_1 = \text{ct.}$ (fig. 3), corespunzător cursei active.

3.2. *Coeficientul vitezelor maxime C_v.* Coeficientul vitezelor maxime definit prin relaţia :

$$C_v = \frac{V_{\max g}}{V_{\max a}}$$

completează datele ce ne informează asupra mecanismului complex obţinut. Se vor analiza în continuare cele trei cazuri propuse în studiu.

4. *Cele trei cazuri de mecanisme*

4.1. *Mecanism sinus antrenat de un mecanism cu culisă rotativă ($MS + CR$).* Legarea în serie a celor două mecanisme se face ca în figura 4, realizîndu-se astfel condiţia pusă la punctul 2. Pe baza relaţiilor stabilite pentru cinematica mecanismului sinus şi a mecanismului cu culisă, se poate stabili pentru mecanismul MS + CR relaţiile cinematice :

$$\frac{x}{R} = 1 + \frac{\lambda \sin\alpha}{\sqrt{1 + 2\lambda\cos\alpha + \lambda^2}}; \qquad (3)$$

$$\frac{v}{R\omega_1} = \lambda \frac{(\cos\alpha + \lambda)(1 + \lambda\cos\alpha)}{(1 + 2\lambda\cos\alpha + \lambda^2)^{3/2}}; \qquad (4)$$

$$\frac{a}{R\,\omega_1^2} = \lambda \sin\alpha \frac{(\lambda^2 - 1)(1 + \lambda\cos\alpha) - \lambda^2(\cos\alpha + \lambda)^2}{(1 + 2\lambda\cos\alpha + \lambda^2)^{5/2}}, \qquad (5)$$

unde x, v şi a reprezintă elementele cinematice ale suportului portcuţit, iar

$$\lambda = \frac{r}{\overline{A_0 B_0}}, \; r = \overline{AA_0} \text{ şi } R = \overline{BB_0}.$$

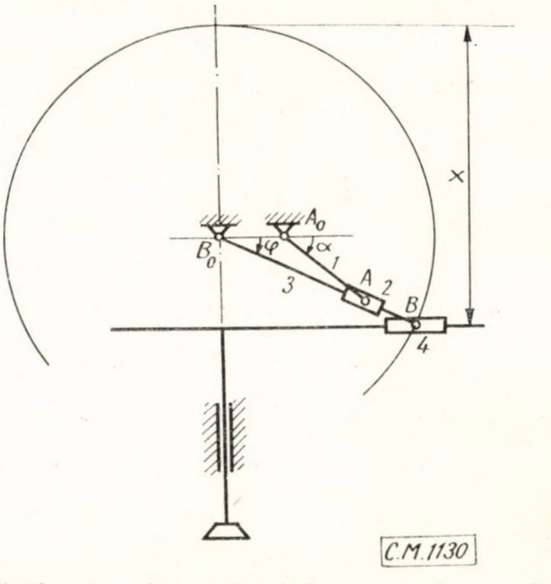


Fig. 4. Mecanism sinus acţionat de un mecanism cu culisă rotativă ($MS+CR$).

Din condiţia $v = 0$ rezultă :

$$\alpha_0 = \arccos\left(-\frac{1}{\lambda}\right), \qquad (6)$$

relaţie necesară pentru calcularea coeficientului k.

Pentru coeficientul C_v rezultă în cazul mecanismului studiat MS + CR relaţia :

$$C_v = \frac{\lambda + 1}{\lambda - 1}. \qquad (7)$$

Pe baza relaţiilor (3) şi (4) au fost construite prin puncte diagramele cinematice din figura 5, pentru $\lambda = 2{,}75$.

Din aceste diagrame rezultă că folosind o rotaţie neuniformă a manivelei s-a putut obţine o aplatisare a diagramei vitezelor $C_A = 0{,}49$, o mărire a coeficientului k ($k = 1{,}62$ pe baza relaţiilor (2) şi (6)), ceea ce duce la o creştere a productivităţii cu circa 23,5%.

Creşterea productivităţii este inerent însoţită şi de o creştere a acceleraţiei maxime. În cazul reprezentat în figura 5 ($\lambda = 2{,}75$) rezultă

$\frac{a_{\max}}{R\,\omega_1^2} \cong 1{,}74$. Coeficientul vitezelor extreme, pe baza relației (7), are valoarea $C_v = 2{,}15$. Pentru a se putea urmări influența parametrului λ (care definește geometria mecanismului cu culisă) au fost calculate, pentru diferite valori ale lui λ, mărimile k, C_A, C_v și $\frac{a_{\max}}{R\,\omega_1^2}$. Rezultatele au fost trecute în diagramele din figura 6, ceea ce permite alegerea parametrilor optimi ai mecanismului.

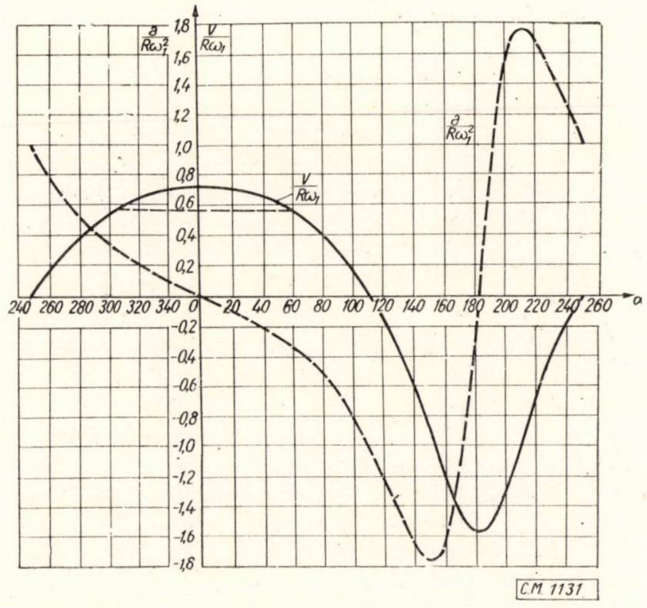


Fig. 5. Diagramele cinematice pentru MS+CR.

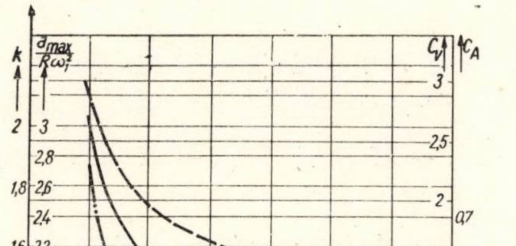


Fig. 6. Valorile lui k C_v C_A $a_{\max}$ la MS+CR.

4.2. *Mecanism sinus antrenat de un angrenaj cu roți eliptice* (MS + AE). Angrenajul format din roți dințate eliptice fixate în focar este folosit destul de des în construcția de mașini pentru realizarea unui raport de transmitere variabil [3].

Legarea în serie a acestui angrenaj, de cinematică cunoscută, cu mecanismul sinus se face ca în figura 7, unde $\omega_1 = \text{ct}$.

Se cunoaște că la angrenajul eliptic

$$\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} = \frac{1}{m}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} \tag{8}$$

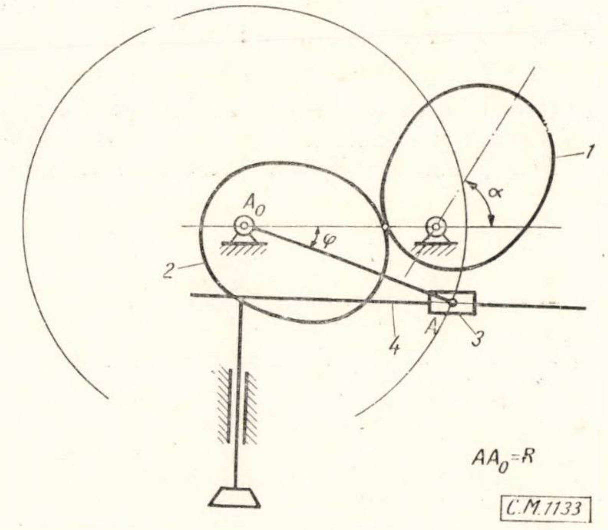


Fig. 7. Mecanism sinus acționat de un angrenaj cu roți eliptice ($MS+AE$).

unde $m = \frac{1+e}{1-e}$ (9), „e" fiind excentricitatea elipsei. Cunoscînd cinematica mecanismului sinus se deduce pentru $MS + AE$ relațiile :

$$\frac{x}{R} = 1 + \frac{m\cdot\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{m^2+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}}; \tag{9}$$

$$\frac{V}{R\omega_1} = m\,\frac{\left(m^2-\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\right)\left(1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\right)}{\left(m^2+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\right)^2}; \tag{10}$$

$$\frac{a}{R\,\omega_1^2} = m\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\left(1 + \operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\right)\frac{m^2\left(\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}-3\right)+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\left(1-3m^2\right)}{\left(m^2+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\right)^3}, \tag{11}$$

unde x, v și a reprezintă mărimile cinematice ale suportului portcuțit 4.

Din condiția $e = 0$ rezultă

$$\alpha_0 = 2\operatorname{arctg} m. \tag{12}$$

Coeficientul vitezelor extreme C_v se calculează în acest caz cu relaţia:

$$C_v = m^2. \tag{13}$$

Pe baza relaţiilor (10) şi (11) au fost construite prin puncte diagramele cinematice corespunzătoare lui $m = 1{,}5$. Avînd un aspect foarte asemănător cu cele din figura 5 (nu şi ca valori), nu au mai fost reproduse. C_A în acest caz are o valoare sensibil mai mare:

$$C_A \cong 0{,}60.$$

Pentru a se putea urmări modul de variaţie a principalilor parametri ce definesc mecanismul $MS + AE$, în figura 8 au fost trasate, în funcţie de „m", diagramele de variaţie a următoarelor mărimi: k; C_A; $\frac{a_{\max}}{R\omega_1^2}$; C_v.

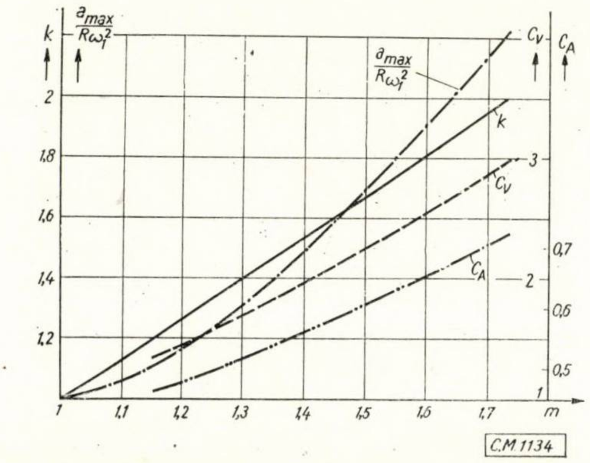


Fig. 8. Valorile lui k C_v C_A $a_{\max}$ la $MS+AE$.

Se observă că toate aceste mărimi cresc o dată cu „m".

4.3. *Mecanism sinus antrenat de un angrenaj „cosinus" (MS+AC).* Angrenajul „cosinus" propus în lucrare este un angrenaj cu roţi necirculare la care raportul de transmitere satisface relaţia:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \mathrm{M} \cos \alpha \tag{14}$$

M fiind un parametru subunitar definitoriu al angrenajului.

Acest angrenaj, nestudiat încă în literatură, are următoarele caracteristici cinematice:

$$\varphi = \alpha - M \sin \alpha + N \tag{15}$$

unde α este unghiul de rotaţie al roţii conducătoare 1,

φ — unghiul de rotaţie al roţii conduse 2,

N — constantă de integrare;

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = M\omega_2^2 \sin \alpha. \tag{16}$$

Pe baza relaţiilor (14) şi (15) au fost trasate diagramele din figura 9.

În cazul mecanismului sinus antrenat de un angrenaj cosinus $MS + AC$, din condiţia:

$$\text{la } v_{\min} \rightarrow \alpha = 0 \rightarrow \varphi = 0$$

rezultă $N = 0$.

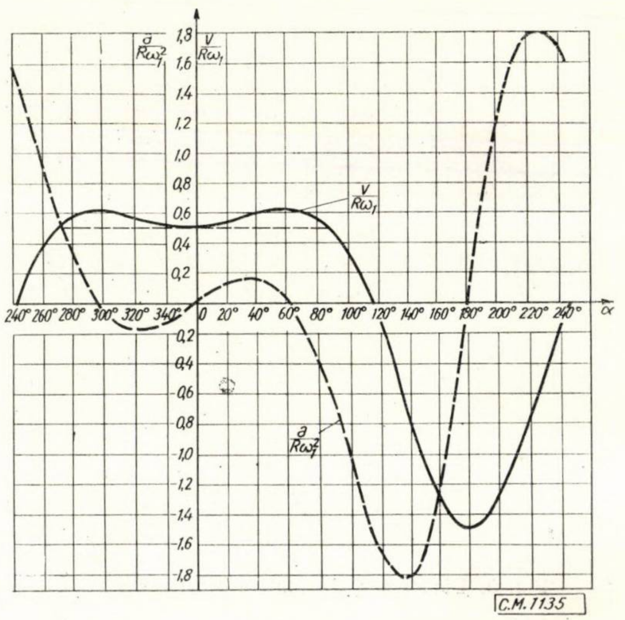


Fig. 9. Diagramele cinematice pentru un mecanism sinus acţionat de un angrenaj „cosinus" ($MS+AC$).

Modul de legare al mecanismului sinus şi al angrenajului cosinus este acelaşi din figura 7. Pe baza relaţiilor (14), (15) şi (16) şi a cinematicii mecanismului sinus rezultă pentru MS + AC:

$$\frac{x}{R} = 1 + \sin(\alpha - M \sin \alpha); \tag{17}$$

$$\frac{v}{R\,\omega_1} = (1 - M \cos\alpha) \cos(\alpha - M \cos\alpha); \tag{18}$$

$$\frac{a}{R\,\omega_1^2} = M \sin\alpha \cdot \cos(\alpha - M \sin\alpha) - {}$$

$$- (1 - M \cos\alpha)^2 \cdot \sin(\alpha - M \sin\alpha). \tag{19}$$

Din condiţia $v = 0$ şi printr-o dezvoltare în serie se obţine relaţia:

$$\alpha_0 \cong \frac{\pi}{2} - \frac{1}{M}(1 - \sqrt{2\,M^2 + 1}) \tag{20}$$

care dă valoarea lui α_0 cu o aproximaţie suficientă.

Pentru coeficientul vitezelor extreme rezultă relaţia:

$$C_v = \frac{1 + M}{1 - M}.$$

Pe baza relațiilor (18) și (19) au fost trasate prin puncte diagramele cinematice corespunzătoare (fig. 9), pentru $M = 0{,}5$.

Se observă în acest caz, ca un fapt deosebit, că în intervalul cursei active viteza v are o oscilație în jurul unei valori medii, ceea ce duce la mărirea lui C_A. Trebuie menționat că această oscilație se menține în intervalul $(0{,}8 \div 1)v_{\max}$. Din această diagramă, construită pentru $M = 0{,}5$ mai rezultă :

$$C_A = 0{,}83 \quad \frac{a_{\max}}{R\omega_1^2} = 1{,}81 \quad C_v = 3.$$

Și pentru acest caz $MS + AC$ au fost construite în funcție de parametrul definitoriu al mecanismului cu raport de transmitere variabil, în cazul de față M, diagramele de variație pentru k, C_A C_v și $\frac{a_{\max}}{R\,\omega_1^2}$ (fig. 10).

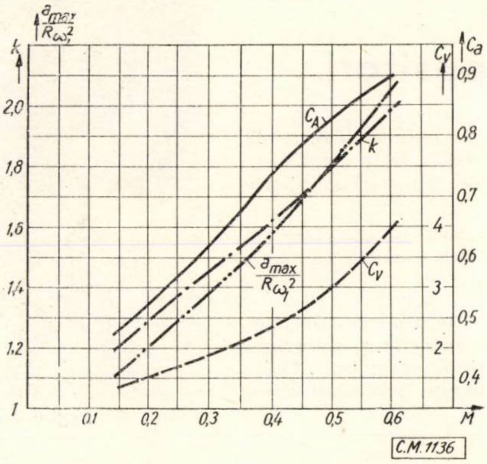


Fig. 10. Valorile lui k C_v C_A $a_{\max}$ la $MS + AC$.

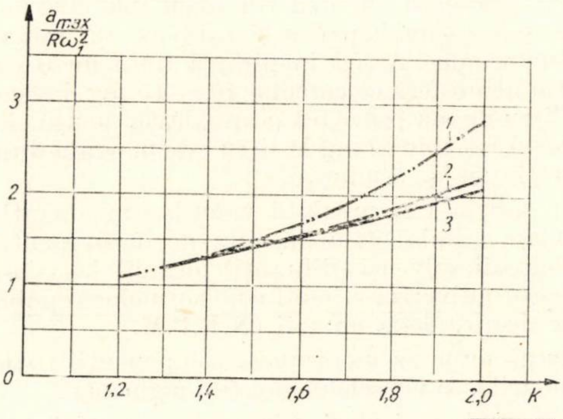


Fig. 11. Diagramele $a_{\max} = a(k)$.

5. *Comparație între cele trei variante studiate*

Pentru a putea face o comparație între cele trei variante studiate nu se mai pot lua de bază parametrii definitorii ai mecanismelor cu raport de transmitere variabil, deoarece aceștia diferă de la un mecanism la altul.

Drept parametru comun de comportare se va lua coeficientul vitezelor medii „k", legat direct de productivitatea Q prin relația (1).

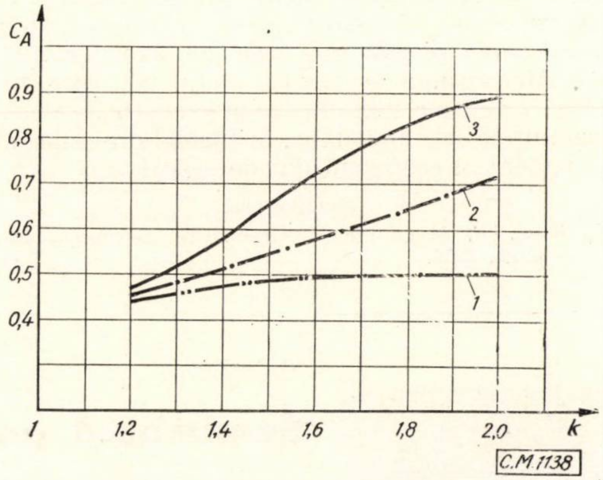


Fig. 12. Diagramele $C_A = C(k)$.

În funcție de k au fost construite pentru cele trei cazuri analizate, diagramele $a_{\max} = a(k)$ și $C_A = C(k)$, reprezentate în figura 11, respectiv 12.

Din diagramele $C_A = C(k)$ rezultă că mecanismul MS + CR prezintă o foarte slabă creștere a coeficientului de aplatisare, în timp ce la mecanismul $MS + AC$ coeficientul de aplatisare crește puternic cu k. Mecanismul $MS + AE$ se situează la mijloc, între cele două cazuri anterioare.

Din diagramele $\frac{a_{\max}}{R\,\omega_1^2} = a(k)$ rezultă o creștere aproape egală a accelerațiilor maxime o dată cu creșterea lui k pentru $MS + AE$ și MS + AC și o creștere mai accentuată pentru MS + CR.

6. *Concluzii*

Din studiul făcut rezultă că se pot obține importante sporuri de productivitate la mașinile-unelte de mortezat dantura de tipul sinus, folosind o rotație neuniformă a manivelei (33%, pentru k = 2), fapt important la prelucrarea roților dințate de lățime mare. Aceste sporuri de productivitate sînt însoțite și de o creștere a aplatisării diagramei vitezelor (ce depinde și de tipul mecanismului cu „i" variabil), ceea ce îmbunătățește calitatea așchierii. Creșterea productivității este însoțită de creșterea accelerației maxime fenomen ce limitează alegerea unei valori prea mari pentru k.

Dintre cele trei mecanisme cu raport de transmitere variabil studiate, angrenajul „cosinus" se dovedește a fi cel mai favorabil din punctul de vedere al coeficientului de aplatisare și al acceleraţiei maxime, în schimb prezintă serioase dificultăţi tehnologice la execuţie, necesitînd maşini speciale de tăiat roţi dinţate [2], [9], fiind deci justificat la serii mari.

Angrenajul cu roţi dinţate eliptice, cu tehnologie de execuţie cunoscută (nu şi simplă) are performanţe inferioare celui ,,cosinus'', dar totuşi bune şi este mai uşor de executat [4], [8]. Mecanismul cu culisă rotativă, care nu ridică probleme tehnologice la execuţie, are performanţele cele mai slabe, în special din punctul de vedere al coeficientului de aplatisare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Maşini-unelte. Cinematica Bucureşti, Ed. tehnică, 1959.

[2] *Litvin, F. L.* Nekruglîe Kolesî. Maşghiz 1956.

[3] *Speranski, I.* Mecanism cu Cruce de Malta acţionat de un angrenaj eliptic. Maschinenbautechnik, Nr. 11/1959.

[4] *Ludwig, F.* Verwendung eines Koppelgetriebes zur Herstellung wälzverzahnter Ellipsenräder.

[5] *Rappaport, S.* Elliptical gears for cyclic speed variations ,,Gear Design and Applications'', New York, 1967.

[6] *Silianu, E.* Mecanisme planetare cu raport de transmitere variabil. Buletinul Institutului politehnic din Braşov seria A. Mecanică, vol. XI. 1969.

[7] Brevet d'invention P. V. Nr. 97028 Nr. 1. 512.909 Machine a tailler les engrenages a retour rapide B 23 f

[8] Patentenschrift 1.008.550 R.F.G. kl. 49 d 9 I. K. B 23 f Herstellung elliptischer Stirnräder.

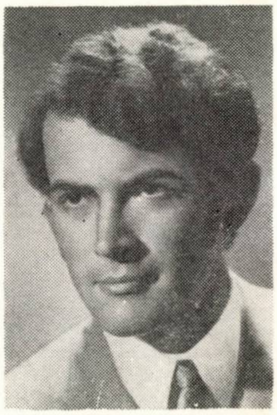
[9] Brevet Nr. 154762 U.R.S.S. Kl. 49 d 9 I. K. B 23 f Zubofrezernîi stanok dlia narezania nekruglîh zubciatîh koles

---

CZ 14.894:667.6

Semimască pentru vopsitori

Ing. Teodora SMIGELSCHI



Ing. Gheorghe STAN

Teodora Smigelschi a absolvit Facultatea de chimie industrială a Institutului politehnic din Bucureşti în 1959. În prezent este cercetător ştiinţific principal la Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii.

Din anul 1959 pînă în prezent activitatea de cercetare s-a desfăşurat în domeniul protecţiei căilor respiratorii publicînd o serie de articole şi comunicări ştiinţifice.

Gheorghe Stan a absolvit Facultatea de chimie industrială a Institutului politehnic din Bucureşti în 1969. În prezent este inginer la Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii. De la absolvire şi-a desfăşurat activitatea în domeniul protecţiei căilor respiratorii.

În operaţia de vopsire a suprafeţelor prin pulverizare, utilizată în majoritatea sectoarelor industriale, apare frecvent pericolul intoxicării muncitorilor care execută această muncă.

Cauzele intoxicării sînt determinate atît de toxicitatea produşilor care intră în compoziţia lacurilor şi vopselelor propriu-zise (în special pigmenţi), cît şi de toxicitatea solvenţilor şi diluanţilor utilizaţi pentru condiţionarea vopselelor.

Este remarcat faptul că procesul de pulverizare generează, prin însăşi particularităţile sale, condiţii deosebit de favorabile pătrunderii noxelor în organism. Astfel, pe de o parte, pulverizarea vopselei cu ajutorul aerului comprimat duce şi la formarea de aerosoli stabili de vopsea care contaminează atmosfera înconjurătoare, iar pe de altă parte suprafaţa enormă a picăturilor formate prin pulverizare precum şi viteza ridicată de deplasare a acestora intensifică procesul de evaporare a solventului sau diluantului.

Majoritatea solvenţilor sau diluanţilor care intră în compoziţia lacurilor şi vopselelor sînt toxici, afectînd rinichii, ficatul, iar prin dizolvarea grăsimilor din piele pot provoca leziuni cutanate.

Hidrocarburile aromatice şi în special benzenul provoacă narcoză (în cazul inhalării masive) şi afecţiuni hepatice şi cardiace în intoxicaţiile cronice. Astfel inspirarea timp de o oră într-o atmosferă ce conţine 10 — 15 mg benzen pe litru de aer provoacă o intoxicaţie acută, iar concentraţia de 60 mg la litru este mortală după o inspiraţie de 5 minute.

În tabela 1 se prezintă valorile concentraţiei maxime admise în atmosfera de lucru pentru principalii solvenţi (diluanţi) întîlniţi la vopsirea prin pulverizare, conform normelor republicane de protecţia muncii (N.R.P.M.).

După cum s-a menţionat, componenţii toxici ai lacurilor şi vopselelor pot fi şi pigmenţii.

Cei mai periculoşi pigmenţi, datorită atît toxicităţii lor dar mai ales faptului că se întrebuinţează pe scară largă, sînt cei pe bază de plumb (care pot provoca cunoscuta boală profesională saturnismul), precum şi cei pe bază de arsen, mercur şi cadmiu.

În tabela 2 se prezintă valorile concentraţiei maxime admise în atmosfera de lucru a substanţelor toxice conţinute în pigmenţi, valori prevăzute conform N.R.P.M. Din tabelele 1 şi 2 se constată gradul înalt de toxicitate al

Tabela 1

Concentraţia maximă admisă în atmosfera de lucru pentru diferiţi solvenţi

Denumirea substanţei	U/M	Valoarea concentraţiei maximum admisă (CMA)
Acetat de amil	mg/m ³	150
Acetat de butil	,,	300
Acetat de metil	,,	200
Alcool amilic	,,	200
Alcool etilic	,,	1 000
Alcool metilic	,,	150
Alcool butilic	,,	200
Acetonă	,,	500
Ciclohexanonă	,,	150
Terebentină	,,	300
White spirit	,,	150
Benzen	,,	50
Toluen	,,	200
Xilen	,,	200
Tricloretilenă	,,	50
Tetraclorură de carbon	,,	50
Monoclor benzen	,,	25

Tabela 2

Concentraţia maximă în atmosfera de lucru a substanţelor toxice conţinute în pigmenţi

Denumirea substanţei	U/M	Valoarea
Crom	mg/m ³	0,1
Arsen	,,	0,5
Mercur	,,	0,1
Cadmiu	,,	0,1
Mangan	,,	6
Cianuri	,,	5

principalilor componenţi ai lacurilor şi vopselelor.

În condiţii industriale, acţiunea substanţelor nocive asupra organismului uman este determinată în primul rînd de posibilităţile pătrunderii şi absorbţiei toxicului în organism. Calea de pătrundere influenţează atît gradul de toxicitate cît şi caracterul acţiunii substanţei respective. În general, toxicitatea este cu atît mai mare cu cît calea de pătrundere asigură o trecere mai rapidă a toxicului în circulaţia generală.

Din acest punct de vedere, calea respiratorie rămîne cea mai importantă, pătrunderea toxicelor pe această cale fiind foarte frecventă în intoxicaţiile profesionale. Măsurile luate pentru prevenirea acestor pericole trebuie să aibă ca scop evitarea pe cît posibilă a contactului muncitorului cu substanţa nocivă. Un mijloc de protecţie individuală care poate asigura muncitorilor vopsitori protecţia căilor respiratorii în condiţiile de lucru în care se depăşesc concentraţiile maxime admisibile îl constituie semimăştile filtrante.

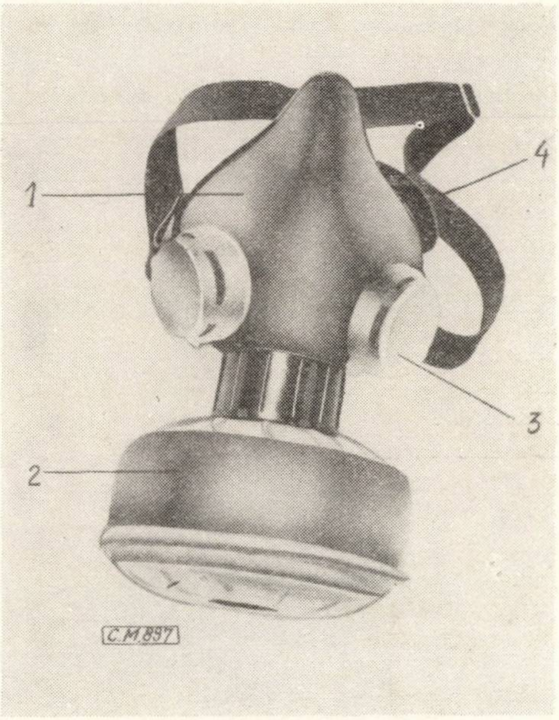


Fig. 1. Semimască vopsitori :

1 – faţa de mască; *2* – cartuşul filtrant; *3* – sistemul de supape; *4* – sistemul de prindere.

Semimăştile filtrante sînt formate din punct de vedere constructiv din patru piese :

— faţa de mască — partea care se aplică la nivelul căilor respiratorii;

— cartuşul filtrant — elementul care realizează filtrarea aerului exterior;

— sistemul de supape care reglează circuitul aerului;

— sistemul de prindere pe cap.

În cadrul I.C.S.P.M., s-a realizat în anul 1969 un tip de astfel de semimască pentru vopsitori. În continuare se vor prezenta pe scurt unele date referitoare la această semimască.

Faţa semimăştii are o formă astfel aleasă încît să permită o bună aşezare şi stabilitate pe figură asigurînd etanşeitate şi comoditate în timpul exploatării. Faţa este confecţionată dintr-un cauciuc pe bază de smocked scheets avînd caracteristicile fizico-mecanice prezentate în tabela 3.

Componentele amestecului de cauciuc utilizat pentru fața de mască sînt următoarele: smocked sheets; oxid de zinc; stearină; metanex; cretă pp; thiuran; antioxidant MB; abracol; verde de crom.

Cartușul filtrant este elementul funcțional principal al semimăștii, capacitatea lui de protecție determinînd eficacitatea acestuia. În figura 2 este prezentată vederea de ansamblu a cartușului filtrant, iar în figura 3 este prezentată o secțiune a cartușului.

Tabela 3

Indicii fizico-mecanici ai materialului din care este executată fața de mască

Denumirea parametrului	U/M	Valoarea parametrului
Coeficient de elasticitate	%	50
Rezistența la rupere	kgf/cm ²	120
Alungirea la rupere	%	520
Alungirea remanentă	%	14
Sfîșierea	kgf/cm	45
Duritate Shore	grade	53

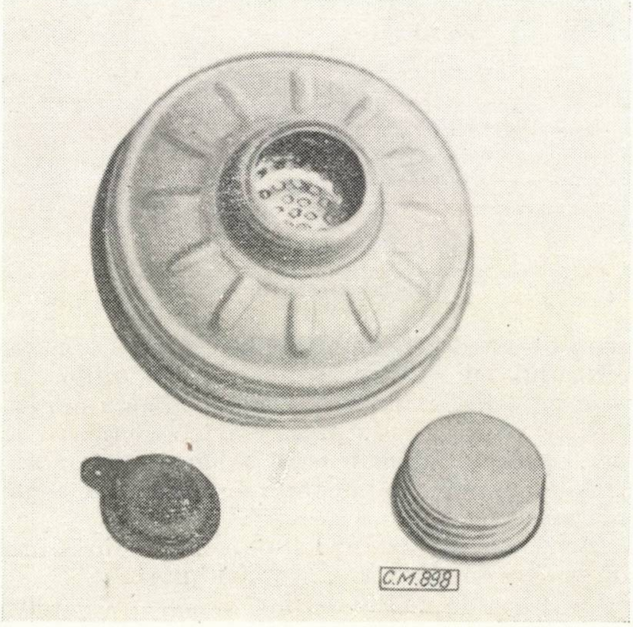


Fig. 2. Cartușul filtrant.

Carcasa cartușului filtrant este confecționată din tablă de aluminiu semitare de 0,6 mm grosime; capacul carcasei este nervurat pentru o mai bună distribuție a curentului de aer și pentru mărirea rezistenței mecanice.

Cartușul filtrant este încărcat cu un strat de 1,5 cm (volum 125 cm³) cărbune activ cu caracteristici fizico-mecanice și chimice adecvate, conform tabelei 4. Stratul de cărbune activ este susținut de două site metalice pe care este așezată o hîrtie filtrantă tip BT-2, destinată reținerii particulelor de praf.

Cartușul astfel realizat prezintă o bună eficacitate la reținerea solvenților și o rezistență mică la respirație.

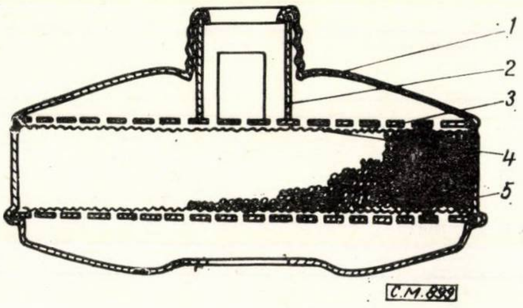


Fig. 3. Secțiune prin cartușul filtrant:
1 – carcasă; *2* – distanțier; *3* – sită metalică; *4* – hîrtie filtrantă BT–2; *5* – cărbune activ.

Tabela 4

Indicii fizico – mecanici și chimici ai cărbunelui activ

Denumirea indicilor	U/M	Valoarea indicilor
Higroscopicitate	%	90
Umiditate relativă	%	49–51
Greutate specifică	g/100	60
Granulație medie	mm	1,00
Rezistență mecanică	%	92,6
Alcalinitate în Na_2CO_3	%	3,82
Substanțe solubile în apă	%	4
Substanțe solubile în HCl	%	12
Cenușă	%	4,0
Suprafața specifică	m ²/g	800

Tabela 5

Caracteristicile cartușului filtrant

Denumirea caracteristicii	U/M	Valoarea caracteristicii
Volum sorbent	cm ³	125
Granulație medie sorbent	mm	1
Greutate cartuș	9	167
Rezistența la respirație a cartușului la 30 l/min	mmCA	4
Activitate dinamică la benzen conc. 4mg/l debit 30 l/min	min	36
Activitate dinamică la acetonă conc. 4 mg/l debit 30 l/min	min	42
Activitate dinamică la tiner conc. 4 mg/l debit 30 l/min	min	51
Activitate dinamică la benzen conc. 4 mg/l debit 45 l/min	min	32

În tabela 5 sînt prezentate caracteristicile principale ale cartușului filtrant realizat.

Sistemul de supape asigură un circuit unic al aerului respirat. El este constituit din blocul supapelor, executat din polietilenă de înaltă densitate, și supapele propriu-zise executate din cauciuc. Acest sistem asigură o închidere etanșă prin supape a spațiului dintre figura purtătorului și fața măștii.

Sistemul de prindere pe cap este constituit din benzi de cauciuc prevăzute cu catarame pentru ajustare, asigurînd o fixare ușoară și sigură a semimăștii pe figură.

În concluzie, semimasca realizată întrunește o serie de calități care se referă atît la fața de mască, respectiv materialul de execuție (etanșeitate și comoditate), cît și la elementul filtrant, respectiv cartușul, care, astfel conceput, prezintă eficacitate bună, rezistență la respirație mică și greutate mică. Seria experimentală a acestei semimăști a fost încercată cu rezultate bune la uzina „Tractorul"-Brașov.

Pe baza rezultatelor obținute, Institutul de cercetări științifice pentru protecția muncii, cu sprijinul Uzinei de mase plastice — Buzău și al fabricii „Tehnica nouă" — București, a executat la comanda diferiților beneficiari peste 1 000 de măști care se găsesc actualmente în folosință (uzina „Tractorul" — Brașov, Uzina de autocamioane — Brașov, CEIL-Brașov, Industria sîrmei — Cîmpia Turzii etc.).

Pentru producția de serie, documentația a fost înaintată Uzinei de mase plastice — Buzău.

BIBLIOGRAFIE

[1] Respiratory protective devices. Manual 1963.
[2] Courty. Charbons actives.
[3] *Davis, J., Rideal, P.* Interfacial phenomena. 1963.
[4] Design and use of respirators. 1962.
[5] British standard 2091. Gas mascks and respirators.
[6] *Brunaner, S.* Physical adsorbtion of gases and vapours
[7] *Malagie, D., Fahri, M.* În : Travaux de peinture, nr. 7, 1966.
[8] *Valland, M. A.* În : Peintures, pigments et vernis, nr. 3, 1951.

Documentare

Sudostroenie

nr. 5, 1971

G. I. Argacev și M. G. Șifrin. **Motoarele diesel navale DN** 23/30

Familia de motoare D40 are la bază motorul diesel naval în doi timpi cu turbosupraalimentare și sistem combinat de alimentare cu aer 12DN 23/30 (marca uzinei 40DM). Caracteristicile tehnice ale acestui motor sînt următoarele : puterea efectivă nominală/maximă — 2200/2300 CP ; turația nominală/maximă — 750/780 rot/min ; numărul de cilindri — 12 în V ; diametrul cilindrului — 230 mm ; cursa pistonului bielei principale și al bielei secundare — 300 respectiv 304,3 mm ; presiunea medie efectivă în regim nominal și în regim de putere maximă — 9,83 respectiv 9,63 kgf/cm^2 ; consumul specific efectiv de combustibil în regim nominal — 165±5% g/CPh ; consumul specific de ulei în regim nominal — 2,78 g/CPh ; gabarit — 375×1730×2088 mm ; greutatea 9750 kg.

Motorul este reversibil, cu baleiaj echicurent prin supape. Sistemul de alimentare cu aer este organizat în două trepte : prima treaptă este constituită din două turbocompresoare în paralel, iar a doua treaptă dintr-o suflantă volumică tip PUT ; între trepte este plasat răcitorul intermediar. Acest sistem asigură valori scăzute ale consumului specific efectiv de combustibil la funcționarea de la regimul de 60% din puterea nominală pînă la regimul de putere maximă. Suflanta volumică realizează baleiajul cilindrilor în condiții de depresiune în colectoarele de evacuare.

Mecanismul pentru schimbarea sensului de rotație este caracterizat printr-o compactitate ridicată și dotat cu un dispozitiv de blocaj care-i împiedică funcționarea la turații mai mari de 300 rot/min. Sistemul de răcire cuprinde două circuite : circuitul de apă dulce răcește cămășile de cilindru, chiulasele și colectoarele de evacuare ale motorului și turbinei, iar circuitul de apă sărată răcește uleiul, aerul și apa dulce. Motorul este echipat cu regulator pentru toate regimurile și cu limitator al debitului de combustibil. Comanda poate fi realizată de la distanță.

În figura 1 se arată caracteristicile motorului 40DM : 1 — caracteristica externă, 2 — caracteristica limită, 3 — caracteristici de tracțiune la consumul optim de combustibil, 4 — consumul orar de combustibil la mersul în gol. Punctele marcate cu x sînt obținute în încercările tip ale agregatului diesel — generator ; valorile consumului specific efectiv de combustibil sînt exprimate în g/CPh. În prezent motorul poate funcționa 4 000 h între revizii și 2 000 h pînă la reparația capitală.

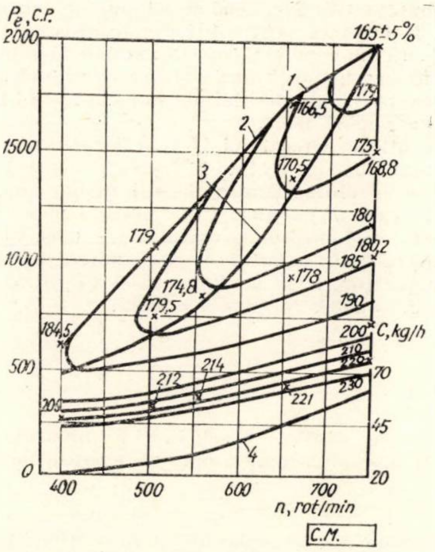


Fig. 1

Pe baza motorului 40 DM s-au realizat unele agregate fabricate în serie.

Diesel-generatorul DGR 1500/703 cu puterea de 1500 kW produce curent alternativ de 400 V și 50 Hz. El cuprinde motorul 16 DN 23/30 (6D40) cu 16 cilindri, de 2250 CP de 703 rot/min și generatorul MSK 1875—1500.

Diesel-generatorul poate funcționa două ore în suprasarcină (110% față de sarcina nominală). Regimurile nominal și de putere maximă se realizează la presiunea de 740 torr în amontele compresorului, contrapresiunea pînă la 120 torr la intrarea în colectoarele de evacuare ale turbinelor, temperatura aerului la admisiune pînă la 40°C, temperatura apei mării pînă la 28°C. Funcţionarea nu este compromisă la un balans al navei cu înclinare pînă la 45° şi la un tangaj pînă la 15°.

La pornirea-program, cu ajutorul comenzii automate de la distanţă, intrarea generatorului în sarcină plină este asigurată după 2 min de la acţionarea butonului de pornire, dacă motorul este încălzit în prealabil. În caz contrar, încărcarea la 50% din sarcina plină se realizează după 5 min şi la 100% după 11 min. Durata regimurilor tranzitorii la scăderea şi creşterea sarcinii nu depăşeşte 6 respectiv 10 s; la astfel de modifircări ale sarcinii, variaţia turaţiei este de 6—8%.

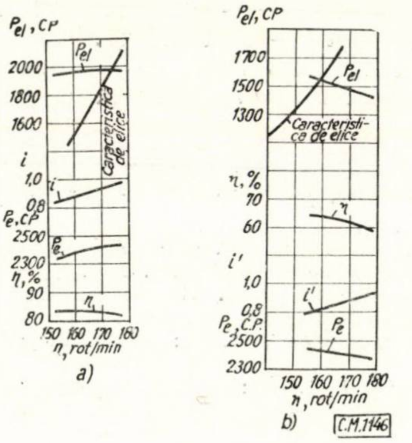


Fig. 2

Agregatul diesel-reductor hidraulic 1 DGRA 2 000/175 cuprinde motorul nereversibil 10 D40, transmisia hidraulică cu roţi dinţate GZPS — 2000 şi sistemul de comandă automată de la distanţă DAU—101. Transmisia GZPS — 2000 este alcătuită din cuplaje şi transformatoare hidraulice pentru mersul înainte şi înapoi. Transformatoarele asigură schimbarea sensului de rotaţie al arborelui de elice în 12—14 D, la funcţionarea în sarcină plină.

Caracteristicile agregatului la funcţionarea prin transformatorul hidraulic sînt arătate în figura 2. Punctul comun de funcţionare se obţine pentru mersul înainte (fig. 2, a) la puterea la elice $P_{el} = 1990$ CP, puterea motorului $P_e = 2140$ CP, randamentul agregatului $\tau = 0{,}85$, turaţia elicei $n = 174{,}5$ rot/min raportul de transmitere $i = 0{,}965$, iar mersul înapoi (fig. 2, b) la $P_{el} = 1550$ CP, $P_e = 2435$ CP, $\tau = 0{,}64$, $n = 158{,}2$ rot/min, $i = 0{,}82$.

G.Z.

nr. 6, 1971

V. M. Koren şi V. G. Ulitin. Influenţa reglajului turbinei de supraalimentare asupra caracteristicilor motorului diesel.

La funcţionarea motoarelor diesel în doi timpi turbosupraalimentate în regim stabilizat este dificil de realizat bilanţul de putere între turbină şi compresor. O metodă simplă de diminuare a acestui neajuns la sarcini parţiale constă în reglajul secţiunii de curgere a turbinei prin modificarea unghiului de aşezare al paletelor ajutajelor. Metoda a fost experimentată pe un motor 61B fabricat la uzina „Ruskii diesel" —

Caracteristicile turbinei şi compresorului pentru un domeniu larg al regimurilor de funcţionare au fost stabilite prin încercări pe modele. Încercările s-au efectuat pentru unghiul de aşezare nominal $\alpha_n = 17°30'$ precum şi pentru unghiurile $\alpha = 15°30', 13°30', 11°30'$ Şi $9°30'$, la patru valori ale raportului de destindere σ. Secţiunea de curgere corespunzătoare unghiului $\alpha_{min} = 9°30'$ s-a micşorat cu 45% faţă de secţiunea nominală.

Ca rezultat al încercărilor s-a determinat caracteristica consumului de aer al turbinei $C_a = f(\alpha, \sigma)$. Consumul s-a micşorat cu 40% în intervalul $\alpha_{min} \cdots \alpha_n$, la σ = const. Pe baza acestei caracteristici pot fi apreciate caracteristicile motorului la diferite unghiuri α.

Rezultatele experimentale şi de calcul sînt prezentate în figura 1. Parametrii reprezentaţi în funcţie de puterea efectivă a motorului P_e, pe caracteristica de elice, sînt următorii:

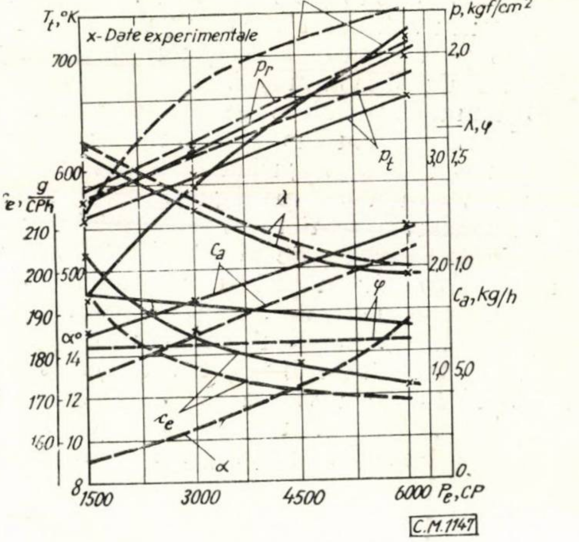


Fig. 1

T_t şi p_t — temperatura şi presiunea gazelor la intrarea în turbină, p_r — presiunea aerului în rezervorul de baleiaj, λ — coeficientul de exces de aer, φ — coeficientul de baleiaj, c_e — consumul specific efectiv de combustibil, cu linie plină s-au trasat curbele pentru α_n, iar cu linie întreruptă — curbele pentru α variabil.

Se constată că reglajul secţiunii de curgere a turbinei determină micşorarea consumului c_e la sarcini parţiale (de exemplu cu 8 g/CPh la sarcina de 50%). Reglajul antrenează o oarecare creştere a presiunii p_r; majorarea corespunzătoare a coeficientului λ prilejuieşte mărirea randamentului indicat al motorului. Ca urmare a creşterii temperaturii T_t prin micşorarea cantităţii de aer de bobinaj şi micşorarea presiunii p_t, se amplifică puterea efectivă a turbinei. Punctul de intersecţie al caracteristicilor turbocompresorului şi motorului se deplasează spre valorile mari ale randamentului compresorului.

G. Z.

Neue Technik im Büro

nr. 3/1971

E. Bürger. Tratamentul informaţiei şi progresul tehnico-ştiinţific.

Nici o altă disciplină ştiinţifică n-a avut în secolul nostru o influenţă atît de mare asupra ştiinţelor şi tehnicii ca tratamentul informaţiei. Ne găsim de-abia la începutul unei evoluţii care va influenţa direct sau indirect activitatea fiecăruia în deceniul 1970—1980. Aplicarea informaţiei electronice (EVD) pentru a asigura progresul ştiinţific, pentru obţinearea rapidă a rezultatelor în cercetări şi în studii, se găseşte pe primul plan. Adaptarea tehnicii aparatelor la activităţile care privesc pe om va juca un rol cu totul deosebit. Comunicarea om-maşină va deveni elementul decisiv pentru stăpînirea sarcinilor viitoare şi ea va influenţa în mod progresiv progresul ştiinţific în toate domeniile, de la economie pînă la sănătatea publică şi cultură.

Există un raport cauzal între dezvoltarea EDV şi revoluţia ştiinţific-tehnică contemporană. EDV constituie o importantă bază tehnică pentru acest proces în care nivelul ştiinţei şi tehnicii va fi fi sensibil îmbunătățit, iar oamenii descărcați în mod progresiv de activitățile fizice grele și intelectuale monotone. Astfel, instalațiile, aparatele, măsurile, ansamblele și sistemele, inclusiv documentele necesare realizării tratamentului informației posedă o mare semnificație pentru traducerea în practică a revoluției științifico-tehnică. Aspectele următoare ale acestei revoluții științifico-tehnice sînt în raport direct cu EDV.

— Știința devine din ce în ce mai mult o forță de producție directă, de unde un raport de la cauză la efect între creșterea economică și nivelul științăă, inclusiv nivelul de instrucție al omului, decurge necesitatea de a concentra mijloace și forțe pe ramurile care concretizează revoluția științifico-tehnică, ca aceea a EDV.

— Poziția omului în procesul reproducției este supusă unor modificări permanente. În acest caz, EDV aduce de asemenea aporturi decisive pentru achiziționarea rațională a noilor cunoștințe (de exemplu mijloace de predare și studiu).

— Economia națională este caracterizată dată fiind automatizarea **și** folosirea întinsă a EDV, prin evoluții remarcabile.

— **Sistemul** de forță de producție se modifică progresiv. Nivelul **și** evoluția științei, ca și aplicarea sa în producție, sînt factori decisivi pentru progresul tehnico-științific. Folosirea rapidă și complexă a cunoștințelor științifice, inclusiv EDV și creșterea sa progresivă în procesul revoluției științifico-tehnice face în prezent și mai puternic ritmul dezvoltării științifico-tehnic. Această constatare se confirmă prin examinarea cîtorva faze de evoluție tipice progresului științifico-tehnic din secolul trecut. Figura 1 arată pentru cîteva principii importante de acțiune, durata (DT) în timp care a trecut de la descoperirea principiului pînă la realizarea sa în funcție de anul descoperirii. În ceea ce privește progresul științifico-tehnic, norma este surprinzătoare. În timp ce timpul necesar pentru exploatarea tehnică a rezultatelor științifice pentru fotografie este de 112 ani (1727 — 1839), timpul pentru telefon este aproape jumătate (57 ani). Evoluția următoare arată o altă scurtare a duratei pînă la realizarea tehnică, pusă la trecerea rezultatelor cercetării în producție. Această durată de trecere se reduce remarcabil: pentru radio au trebuit 35 ani, în timp ce transistorii n-au cerut de cît cinci ani pentru utilizarea lor. Datele comentate fac să apară o normă determinată. Astfel, funcția căutată este

$DI = 3{,}42 \cdot 10^{17}\ e^{-0{,}03}\ A$; în care A este evident anul descoperirii principiului. Alura curbei permite unele concluzii. Astfel, se constată că diferențele între DT și curba teoretică trasată sînt importante pentru unele descoperiri (ca de exemplu: pentru fotografie), în timp ce ele sînt neînsemnate pentru secolul nostru. Această situație se datorește revoluției științifico-tehnice și — de la jumătatea secolului — folosirii EDV în scopul pregătirii fabricației. Pe această cale, intervalul de timp dintre descoperirea științifică și folosirea sa practică se micșorează în mod constant.

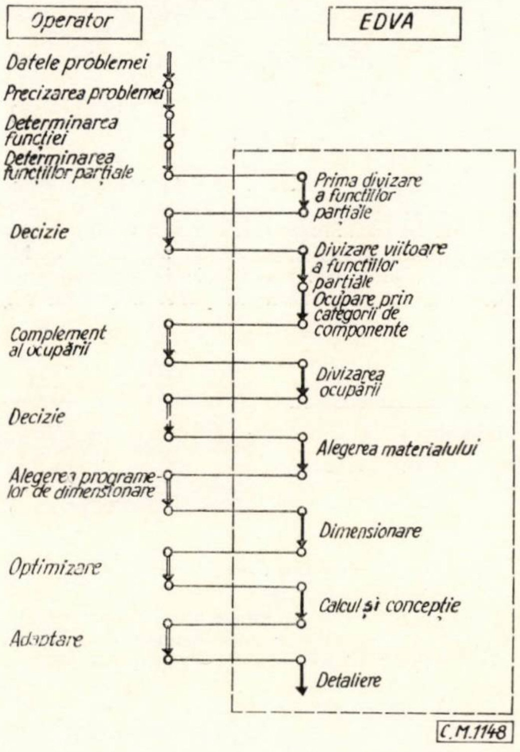

Operator
EDVA
Datele problemei
Precizarea problemei
Determinarea funcției
Determinarea funcțiilor parțiale
Prima divizare a functiilor parțiale
Decizie
Divizare viitoare a functiilor parțiale
Ocupare prin categorii de componente
Complement al ocupării
Divizarea ocupării
Decizie
Alegerea materialului
Alegerea programelor de dimensionare
Dimensionare
Optimizare
Calcul și concepție
Adaptare
Detaliere
C.M.1148

Fig. 1

Folosirea informației pentru tratamentul automat al lucrărilor de rutină în pregătirile tehnice trebuie să se extindă la toate sectoarele de pregătire a producției, previziuni, cercetare, punere la punct și trecere la fabricație, este recomandabil să se diferențieze fazele de modul de preparare (fig. 2).

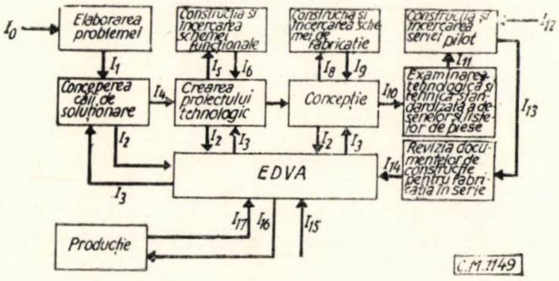

I_0
Elaborarea problemei
Construcția și încercarea schemei funcționale
Construcția și încercarea schemei de fabricație
Construcția și încercarea seriei pilot
I_{12}
I_1
I_5
I_6
I_8
I_9
I_{11}
Concepția căii de soluționare
I_4
Crearea proiectului tehnologic
Concepție
I_{10}
Examinarea tehnologică și tehnică standardizată a desenelor și listelor de piese
I_{13}
I_2
I_3
I_2
I_3
I_2
I_3
EDVA
I_{14}
Revizia documentelor de construcție pentru fabricația în serie
I_3
I_{17}
I_{16}
I_{15}
Producție
C.M.1149

Fig. 2

Faza preliminară a pregătirilor de fabricație cuprinde previziunile și cercetarea în timp ce faza principală este reprezentată de către lucrările de punere la punct și trecere la fabricație. Pregătirile pot avea un caracter tehnic sau de organizare. Diversele secțiuni ale procesului trebuie concepute astfel încît să creeze un flux de informații care, la elaborarea complexă a datelor constructive și tehnologice, să permită introducerea directă a descrierilor structurale în ordinatorul electronic pentru produsele ce urmează să se fabrice. În acest sens, ordinatorul electronic se compune după cum urmează: instalații de talie mijlocie și mare, mici ordinatoare științifico-tehnice, calculatoare ale proceselor.

Informațiile create trebuie să fie folosibile pentru comanda proceselor de producție în scopul de a permite automatizarea completă. Mai mult, datele pentru procesele de planificare și gestiune trebuie create în paralel pentru a permite și aici desfășurarea automată.

Folosirea EDV în cercetare și în punerea la punct trebuie realizată în mod diferențiat și integrată în scopul de a atinge micșorarea duratei de studiu. Trebuie să se țină seamă de faptul că durata de producție valabilă, în condițiile dezvoltării programului tehnico-științific, se micșorează, dar că timpul acesta trebuie să fie explorat în mod optim.

Considerînd perioada totală de existență ideală (teoretică) și materială a unui produs, de la previziuni pînă la scurgerea producției se pot constata două faze esențiale: timpul de pregătire (tv) și timpul de producție (tp) — Duratele pentru sarcinile parțiale în aceste faze dau durata totală a generării produsului

$$G_{tot} = \sum_{i=1}^{n} t_{v_i} + \sum_{k=1}^{n} t_{p_k};$$

în care i reprezintă părțile de durată pentru faze pregătitoare, iar k pentru faza de producție.

Pentru motive economice, trebuie să se formuleze imperativul următor

$$\sum_{i=1}^{n} t_{v_i} \ll \sum_{k=1}^{n} t_{p_k}.$$

Timpul t_v pentru faza de pregătire trebuie să fie mult mai mic decît timpul t_p pentru producție, în scopul de a asigura o perioadă maximă pentru producția unui produs. Pe această cale este posibilă atingerea unei rentabilități optimale deoarece produsul poate fi vîndut mult timp pe piaţă şi aceasta, în mod economic. Trebuie să se ţină seama că timpul total G_{tot} pentru generarea unui produs ca de pildă bunurile de consum şi mijloacele de producţie se scurtează mai mult. O eficacitate optimală nu poate fi obţinută decît în cazul în care cunoştinţele ştiinţei sînt folosite într-un timp record, căci ele sînt supuse unei uzuri morale în intervale mai scurte, datorită dinamismului evoluţiei ştiinţei, ceea ce nu permite folosirea lor eficace din punct de vedere economic decît în perioadă din ce în ce mai scurtă.

Perioada în care rezultatele cercetării ştiinţifice pot fi folosite economic şi gradul de eficienţă economică depind în mod hotărîtor de scurtarea duratelor de cercetare, de studiu şi de transfer al rezultatelor cercetării ştiinţifice în producţie.

Folosirea bine adaptată scopului urmărit a instalaţiilor informatice pentru tratamentul automatizat al activităţilor în cercetare, studiu şi trecerea în producţie face pe deplin eficiente avantajele scurtărilor din pregătirea producţiei : vînzarea timpurie a produselor, beneficiu mai ridicat, creşterea volumului producţiilor, extinderea producţiei generează plusvalută, rentabilitate mai devreme, uzură morală redusă, micşorarea mijloacelor de producţie ocupate.

C. A.

Neue tehnik im Büro

nr. 3/71

E. Bürger. **Tratamentul informaţiei în procesul de dezvoltare**

În procesul pregătirii tehnice, cercetarea şi punerea la punct tehnic orientată la început spre folosirea instalaţiilor informatice de mărime mare şi mijlocie, ordinatoarelor mici ştiinţifico-tehnice şi calculatoarelor de procese. Astfel nu se creează numai condiţiile pentru concepţia raţională a proceselor de producţie, ci se scurtează de asemenea în mod optim perioada de pregătire tehnică.

S-a arătat (în nota precedentă) că o importanţă deosebită o are raţionalizarea şi automatizarea pentru a scurta şi mai mult cheltuielile de timpi efectivi. Se opţin funcţiunile următoare.

$$\sum_{i=1}^{n} (t_{A_i} + t_{F_i} + t_{K_i}) \rightarrow \text{minim}$$

$$\sum_{k=1}^{n} F_{E_{12}} \rightarrow \max ;$$

în care t_A sînt cheltuielile de timp pentru precizarea problemelor, (de ex. prin folosirea euristicii sistematice), t_F este timpul pentru faza de cercetare, t_K este timpul pentru faza de contracţie, F_{E_K} sînt factori care influenţează maturitatea punerii la punct şi i este numărul fazelor necesare de concepţie, de cercetare sau de construcţie.

Îndeplinirea acestor funcţii pretinde în primul rînd folosirea EDV. În plus, unele măsuri sînt necesare :

— îmbunătăţirea determinării problemelor pentru punerea la punct a produselor, ;

— gestiunea ştiinţific întemeiată a proceselor ;

— creşterea concentraţiei şi specializării

— larga aplicare a metodelor matematice ;

— raţionalizarea proceselor parţiale intelectuale creatoare.

Care operaţii pot acum fi încredinţate ordinatoarelor electronice în procesele de dezvoltare. Examinînd , cu titlu de exemplu, procesul de tratament al problemelor constructive (fig. 1), se observă că operatorul primeşte la început datele problemei care sînt precizate de către el. Urmează determinarea funcţiilor şi fixarea funcţiilor parţiale. Operaţia următoare (prima expunere detaliată a funcţiilor parţiale) este efectuată de către ordinatorul electronic. Operaţia de decizie se face din nou de către operator. Cele două operaţii următoare sînt din nou transmise ordinatorului şi aşa mai departe pînă ce programul întreg în interacţiune operator-ordinator este tratat. Această formă permite să se realizeze procesul mai eficient.

Pentru a explica folosirea EDV în procesul de construcţie, figura 2 arată fluxul de informaţii din timpul construcţiei, cum se va desfăşura în viitor, punînd în lucru un ordinator electronic.

Se presupune că experienţele complexe ale unor întreprinderi în sectoarele de cercetare, de punere la punct şi de tehnologie vor fi memorizate în memoria instalaţiei sub forma de soluţii tehnologice şi constructive şi că accesul la băncile de date şi de programe constructive şi tehnologice va fi posibil. Figura orală cum se desfăşoară fluxul de informaţii în diferitele faze. În cazul în speţă, activitatea trebuie să înceapă prin fixarea problemelor. Informaţiile necesare sînt indicate pînă la (in formaţii de la imperativele de preciziuni) ale cercetării de bază şi ale punerii la punct a produsului), iar informaţiile obţinute sînt marcate cu l_1 (problema). Ele servesc la întrevederea căii de soluţionare. În această activitate, comunicarea om-maşină intră în funcţiunea, caracterizată ca o întrebare memoriei l_2. Informaţiile memorizate l_3 (scoase de către ordinatorul electronic), care joacă un rol pentru această operaţie sînt utilizate la concepţie. Această concepţie optimală astfel obţinută serveşte de bază pentru elaborarea proiectului tehnic (informaţia l_4), În această fază a studiului, devine de asemenea necesară o interogare a memoriei pentru a utiliza la maximum valorile experienţei, posibilităţile de soluţionare şi informaţiile primite de la banca de date. Astfel se obţin informaţiile tehnologice l_5 (documente constructive pentru construcţia şi încercarea prototipului).

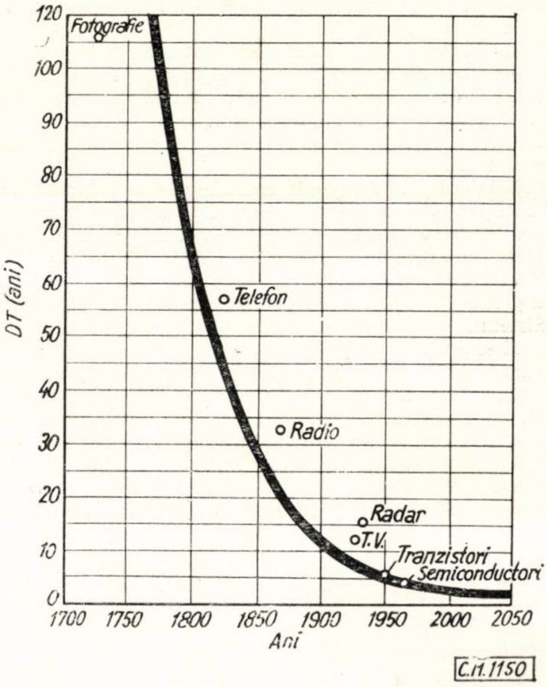


Fig. 1

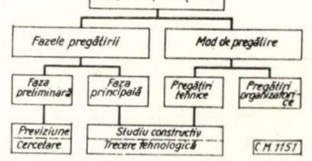


Fig. 2

Celelalte semnificaţii sînt : l_6 — raportul încercărilor, l_7 — proiectul tehnologic, l_8 — documentele de construcţie şi tehnologie, l_9 — raportul încercărilor, l_{10} — liasa de liste de piese şi desene ; l_{11} — documente gata pentru fabricaţie ; l_{12} — liasa de documente tehnologice gata pentru fabricaţie, l_{13} — raportul încercărilor, l_{14} — liasa de desene şi liste de piese gata pentru fabricaţia de serie, l_{15} — documente tehnologice gata pentru fabricaţie de serie, l_{16} — producţie l_{17} — informaţii asupra modificărilor.

C.A

Cronică

O VIZITĂ LA MIRA

Fondată în 1946 pentru a prelua cercetarea cooperativă pentru industria constructoare de motoare cu ardere internă din Marea Britanie, The Motor Industry Research Association (pe scurt MIRA) întruneşte aproximativ 600 de întreprinderi membre.

Aceste companii contribuie cu aproape trei sferturi din cheltuielile MIRA, restul fiind acoperit de guvern. MIRA este o întreprindere autonomă, condusă de un Consiliu propriu format din membri care reprezintă interesele industriei de motoare, precum şi din reprezentanţi ai Instituţiei inginerilor mecanici şi ai diferitelor ministere interesate. MIRA posedă laboratoare bine utilate, un autodrom pentru încercarea autovehiculelor precum şi un centru de informare tehnică şi biblioteca pentru industrie.

Programul de cercetări este stabilit prin consultări ale diferitelor comitete numite de către Consiliul de conducere, în scopul de a acoperi toate aspectele construcţiei şi exploatării autovehiculelor.

Problemele alese pentru investigare au mai ales un caracter fundamental, de un interes comun mai multor întreprinderi, perfect distincte faţă de problemele de dezvoltare ale unui produs anumit, care se consideră că trebuie a fi tratate de către secţiile de cercetare şi dezvoltare ale fiecărei întreprinderi în parte.

În plus faţă de programul general de cercetări MIRA preia investigarea şi probele necesare întreprinderilor membre individuale folosind în acest scop echipamentele specializate, metodele şi cunoaşterea care s-au acumulat în cursul activităţilor de cercetare în cooperare.

Serviciul de informare tehnică colectează toate informaţiile publicate din domeniile interesante şi publică lunar sumarele celor mai importante lucrări, pe care le distribuie tuturor intreprinderilor membre.

Dintre realizările mai importante am reţinut cele ce urmează :

Zgomotul în vehicule şi zgomotele emise de către vehicule sînt măsurate pe diferite căi. În afară de echipamentele necesare măsurării zgomotelor emise de către autovehicule în mers sau de cele pentru înregistrarea zgomotelor din interiorul vehiculelor, MIRA posedă o cameră fără ecou care permite introducerea autovehiculului şi măsurarea zgomotelor în condiţii acustice bine controlate.

În aceeaşi cameră anecou se face şi calibrarea echipametelor de măsură a zgomotelor pentru toţi cei interesaţi.

Manevrabilitatea vehiculelor face obiectul a numeroase studii şi încercări la MIRA.

Deosebit de interesantă este metoda de antrenare a autovehiculului de cercetat printr-un braţ în consolă al unui autovehicul greu. Braţul-consolă susţine autovehiculul de cercetat printr-o articulaţie sferică plasată în centrul de greutate al acestuia. Forţele care acţionează în articulaţie şi alte date sînt înregistrate în autovehicul greu, purtător, care este de fapt un laborator mobil.

MIRA posedă mai multe tunele aerodinamice pentru cercetarea problemelor aerodinamice şi de stabilitate ale autovehiculelor, ca şi pentru alte diferite probleme de încălzire, răcire, ventilaţie etc. În afară de un tunel pentru scara normală, MIRA mai are tunele pentru scara 1/4. Încercările asupra comportării motoarelor la altitudine sînt posibile prin folosirea unui simulator de altitudine care constă dintr-o cameră de decomprimare amenajată special pentru scopul urmărit.

Poluarea atmosferei prin gazele de evacuare fac obiectul unei cercetări foarte susţinute. Încercările se efectuează fie în condiţii de funcţionare pe cale, fie la role. Se dispune de echipamentele moderne de înregistrare a poluanţilor printre care cele de analiză în infra roşu.

Studii ergonomice multiple cuprind atît confortul conducătorului şi pasagerilor, cît şi problemele de vizibilitate de la postul de conducere. Încercările MIRA au condus la elaborarea unor norme aplicate de către constructorii de autovehicule din Marea Britanie, pentru asigurarea vizibilităţii optime.

Încercările pentru creşterea rezistenţei diferitelor organe merg la elaborarea tehnologiei de roluire la rece a fuzetelor, la studiul oboselii superficiale a camelor şi tacheţilor.

Astfel de încercări s-au extins şi la structurile autovehiculelor dezvoltîndu-se metode de determinare a rezistenţei la şoc a cabinelor de camioane precum şi a autocamionului în întregime.

Foarte interesante sînt investigaţiile asupra filtrelor de aer şi de ulei. De asemenea creşterea folosirii sării pe străzi şi şosele în timp de iarnă a provocat un interes deosebit pentru cercetarea protecţiei, caroseriei. Plăci de diferite metale au fost fixate pe părţile inferioare ale caroseriilor unor autovehicule care sînt făcute să circule pe cîteva drumuri pe care se folosesc diferite cantităţi de sare. Pe această cale s-au efectuat încercări comparative în condiţii reale.

Pentru cercetările la temperaturi joase MIRA dispune de o cameră frigorifică (pînă la — 60°C) de mare capacitate în care se pot introduce autoturisme sau chiar un camion.

MIRA dispune de un puternic laborator de electronică, de unul pentru construcţia instrumentelor şi un laborator de metalurgie şi chimie.

De asemenea, MIRA are un puternic serviciu de proiectări şi un atelier mecanic foarte bine utilat.

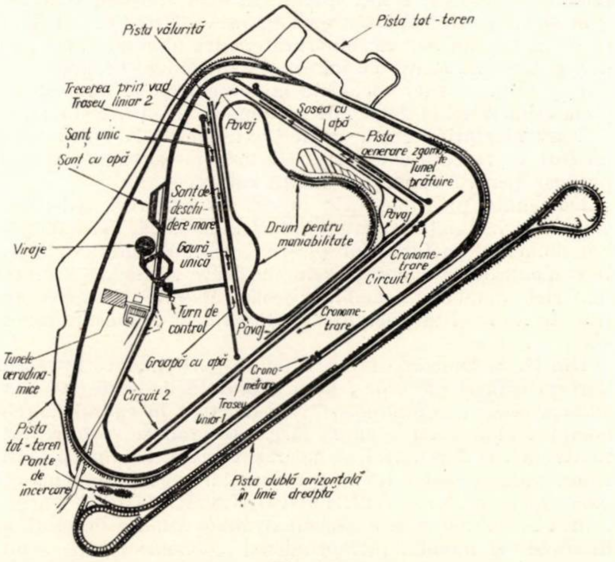


Fig. 1

În fine, autodromul de încercări (fig. 1) joacă un rol esenţial în dezvoltarea vehiculelor şi este disponibil pentru toate întreprinderile membre ale asociaţiei în regim continuu. Autodromul cuprinde piste de rulare de foarte variate tipuri. Astfel, un circuit pavat a fost realizat ca un mijloc de efectuare a încercărilor accelerate de anduranţă.

Dat fiind gradul de deteriorare a pavajului, constructorii britanici recomandă un test de minimum 1 600 km. Dacă nu se înregistrează nici o defecţiune majoră la autoturisme în aceste condiţii, testul se consideră acceptat.

Traseul tot-teren are o lungime de aproximativ 7 km şi cuprinde o serie de elemente caracteristice : gropi, şanţuri cu apă, piatră etc.

Traseul vălurit reproduce condiţiile rezonante care apar cînd se parcurge o şosea puternic deteriorată. „Valurile'' sînt înalte de 2—3 cm şi distanţate la aproximativ 75 cm. Traseul are aproximativ 1 km şi provoacă vibraţii mari ale structurii vehiculului.

Simularea trecerii unui vad este de mare interes pentru autoturisme.

Pista de manevrabilitate are în serie 18 tronsoane caracteristice şi reproduce unele dintre condiţiile dificile care se întîlnesc de obicei pe şosele: viraje cu înclinări inverse, pasaje de nivel prost făcute, ondulaţii, gropi, părţi laterale sricate etc.

Două pante de mare înclinare permit încercarea frînelor şi probe de pornire.

Simularea tracţiunii de lungă durată pe rampe se efectuează prin tractarea unei remorci dinamometrice. MIRA are o serie de astfel de remorci care pot absorbi între 60 şi 250 CP.

Terenul de încercări mai posedă o pistă cu pavaj care generează zgomote în autovehicul, o pistă circulară pentru încercarea mecanismelor de direcţie, o pistă cu apă pentru testarea etanşeităţii caroseriilor, un tunel lung de aproximativ 60 m pentru proba de prăfuire (etanşare la praf) şi un circuit de mare viteză cu flancuri supraînălţate.

Terenul de încercări posedă aproape 30 km de trasee, este în funcţiune continuă pentru circa 70 autovehicule zilnic.

Un turn de control controlează circulaţia pe teren şi comunică datele meteorologice interesante pentru conectarea rezultatelor obţinute. *C. A.*

Ediţia de toamnă a Tîrgului internaţional de la LEIPZIG — 1971

În prima jumătate a lunii septembrie Leipzigul, renumitul oraş al tîrgurilor internaţionale din R. D. Germană, a cunoscut, ca în fiecare an, animaţia prilejuită de desfăşurarea între 5 şi 12 sept a Tîrgului de toamnă.

În seara zilei de 4 sept a.c., în sala Teatrului de Operă din Leipzig a avut loc o adunare festivă cu prilejul căreia, în prezenţa reprezentanţilor guvernului, instituţiilor economice şi comerciale din R.D.G. şi a altor personalităţi eminente din ţară şi străinătate, precum şi a reprezentanţilor presei, s-a inaugurat deschiderea oficială a ediţiei de toamnă a Tîrgului de la Leipzig.

Din expunerile făcute şi materialele ce au fost prezentate a rezultat că la Tîrg au participat 6 361 expozanţi din 55 ţări care au prezentat programul lor de export pe o suprafaţă de expunere de 265 055 m². Tîrgul a fost vizitat de reprezentanţi din peste 80 ţări, printre care oameni de afaceri, economişti, tehnicieni, ingineri şi alţi specialişti. Prin programul alcătuit şi măsurile ce au fost luate s-a asigurat ca Tîrgul de la Leipzig să se afirme din nou ca important centru al comerţului mondial şi al schimburilor de informaţii ştiinţifice şi tehnice.

Expoziţiile ţărilor socialiste la acest Tîrg au dovedit lărgirea colaborării în domeniile economice, ştiinţifice şi tehnice.

Toate întreprinderile de comerţ exterior din R. D. Germană au fost reprezentate la Tîrg, oferind un sortiment larg de produse pentru export de înaltă calitate.

Domeniile principale ale ofertei în exportul R.D.G. le constituie instalaţiile pentru industria chimică, maşinile pentru domeniul materialelor plastice, maşinile grafice, aparatele medicale şi laboratoarele medicale, vehicule utilitare, materiale didactice şi mobilier şcolar, aparate menajere, aparate de radio şi magnetofoane, sticlărie, şi produse ceramice etc.

Din R. S. România în acest an au participat 15 întreprinderi de comerţ exterior , pe o suprafaţă de peste 700 m.p. Intreprinderea ,,*Chimimport*" a participat în cadrul marelui complex chimic cu o gamă largă de produse, printre care materialele şi fibre sintetice, lacuri şi vopsele, tananţi şi materiale auxiliare pentru textile, precum şi îngrăşăminte şi insecticide. Intreprinderea ,,TEHNOFORESTEXPORT" s-a prezentat ca cel mai mare expozant străin în ramura decoraţiunii interioare şi mobilă. Intreprinderea ,,*Românoexport*" a prezentat o gamă variată de textile şi confecţii. Intreprinderea ,,*Arpimex*" a prezentat pentru prima dată un sortiment de încălţăminte în Casa Tîrgului ,,Drei Könige". De asemenea întreprinderea ,,*Libri*" a oferit în ,,Messehaus am Markt" cărţi şi reviste, iar ,,ICECOOP" în Casa Tîrgului ,,Grassimuseum" articole de artizanat.

La pavilioanele din oraş, întreprinderile române de comerţ exterior au fost reprezentate prin cinci standuri. În Casa Tîrgului ,,Messehof" întreprinderile de export ,,*Fructexport*", ,,*Conservexport*" şi ,,*Romagricola*" au prezentat o ofertă bogată de fructe şi legume proaspete, de conserve de carne, de vinuri şi alte băuturi alcoolice, sucuri şi dulciuri.

Uniunea Sovietică s-a prezentat şi în acest an cu o gamă importantă de produse, expunînd pe o suprafaţă de peste 5 240 m². Patru întreprinderi de comerţ exterior sovietice au expus peste 7 600 produse provenind din circa 500 întreprinderi, dintre care 86% s-au prezentat pentru prima oară în străinătate.

Republica Populară Polonă a fost reprezentată prin 22 întreprinderi de comerţ exterior care au expus pe o suprafaţă de 3 130 m² mai ales maşini şi echipament pentru industria chimică, precum şi produse pentru construirea vehiculelor.

Printre noutăţile expuse de întreprinderea de export Polimex — Cokop a fost prezentată o instalaţie pentru prelucrarea materialelor termoplastice şi macheta unui laminor pentru cauciuc şi materiale sintetice.

Pe o suprafaţă de 3 000 m², peste 20 întreprinderi de comerţ exterior cehoslovace au prezentat o gamă variată de produse, printre care maşini poligrafice şi produse chimice ca: presa de mare tiraj ,,Zetaconte", ,,Maxime MT 58—8" special construită pentru imprimerii mici şi rotativul automat ,,Rotamodor 201" pentru imprimarea uneia sau mai multor culori.

Instalaţiile chimice şi maşinile pentru prelucrarea maselor plastice constituie utilajele principale expuse de cele 24 întreprinderi maghiare de comerţ exterior care ocupă o suprafaţă de aproape 2 500 m². În ramura tehnicii medicale şi a tehnicii de laborator, Ungaria figurează printre principalii expozanţi străini; ca inovaţie se prezintă o masă de consultaţie urologică şi un aparat de măsurat automat tensiunea arterială.

Din R.P. Bulgaria au participat 18 întreprinderi de comerţ exterior care au ocupat o suprafaţă de 1 000 m². Printre produsele expuse s-au remarcat maşinile de prelucrat lemnul, produsele chimice de bază şi vehiculele utilitare.

Din R. S. F. Jugoslavia au participat 30 întreprinderi industriale şi de comerţ exterior. R. D. Vietnam a fost reprezentată la Tîrgul de toamnă 1971 Leipzig printr-un birou de negocieri. R.P.D. Coreeană şi Republica Cuba au întreţinut, de asemenea, birouri în cadrul ,,Serviciului Tîrgului". R. P. Albania a întreţinut un centru de informaţii în sala 16.

Republica India, care a expus produse interesante din ramurile tehnice, vehicule rutiere şi tehnică medicală, precum şi produse alimentare, textile şi îmbrăcăminte, este cel mai mare expozant dintre ţările în curs de dezvoltare. Reprezentanţii vieţii economice ai Republicii Arabe, ai Egiptului, Siriei, ai Rep. Democrate şi Populare a Algeriei, Libanului, Braziliei, Mexicului, Ecuadorului, Singapurului şi Iranului, au fost prezenţi cu produsele lor de export tipice pentru ţara lor.

Grupe importante de expozanţi din Belgia, R.F.G., Franţa, Marea Britanie, Italia, Ţările de jos, Austria, Suedia şi Statele Unite au fost prezentate la Leipzig. Trusturile japoneze şi-au mărit suprafaţa lor de expoziţie de 5 ori faţă de Tîrgul din toamna precedentă. Trusturi şi întreprinderi de asemenea renumite, ca Ugine-Kuhlmann, Berliet, Citroen şi Renault din Franţa; Mitsubishi, Mitsui, Michimen şi Honda din Japonia; Fiat, ENI, Sontedison, ICE şi Olivetti din Italia; Volvo, ASEA şi Petstrop din Suedia; ACE şi Solvay din Belgia; Shell şi ICI din Marea Britanie; Unilever şi Enka — Glanzstoff din Ţările de jos; Farbwerke Höchst, BASF şi Bayer, Leverkusen din R.F.G.; Geigy din Elveţia, au participat la Tîrgul de toamnă.

De menţionat că, începînd din 1968, profilul ramurilor Tîrgului din Leipzig s-a modificat, suprafaţa de expunere a atins 125 000 m²; cu aceste modificări Tîrgul de la Leipzig contribuie şi mai activ pentru a favoriza comerţul internaţional, a ameliora posibilităţile de prezentare a gamelor de produse, a lărgi transmiterea informaţiilor ştiinţifice şi tehnice şi pentru a satisface mai bine cererile de suprafaţă de expoziţie, cerere care a crescut rapid în ultimii ani. Astfel în această toamnă în Parcul Expoziţiilor şi la Palatul Bugra participă ramuri tehnice pentru industria chimică şi alte produse de bază : de bază ; instalaţii, echipament şi maşini pentru industria chimică, maşini pentru prelucrarea materialelor plastice. Aceste trei ramuri sînt reunite în cadrul marelui complex chimic. Printre altele, maşini pentru industria grafică, tehnică medicală şi aparate pentru laboratoarele, medicale, vehicule automobile, maşini de prelucrat lemnul, precum şi trei complexe de ramuri de bunuri de consum : ,,Interscola" — materiale pedagogice şi mobilier şcolar, ,,Expovita" — R.D.G. cu articole de sport şi ,,Intacta" cu decoraţiuni interne, mobilă şi instalaţii, materiale şi accesorii.

În cele 15 Palate ale Tîrgului din centrul oraşului, ramurile industriei de bunuri de consum au fost prezentate conform tradiţiei. Astfel, Tîrgul de toamnă are, din punctul de vedere de vedere al volumului de participare, aproape aceeaşi importanţă ca Tîrgul de primăvară. Participarea foarte largă a expozanţilor străini arată modificarea profilului Tîrgului de la Leipzig.

Deosebit de concludent este faptul că circa 800 expozanţi din 25 ţări participă la marele complex chimic, care are aspectul unui tîrg internaţional specializat cu suprafaţa sa totală de 30 000 m², în sălile 1 — 6 ale Tîrgului.

Profilul expoziţiei se caracterizează prin industria producătoare de instalaţii pentru tratarea gazelor naturale şi a petrolului, printre altele pentru producţia produselor petrochimice de mare valoare şi a maselor plastice şi a cauciucului.

Ramura materiilor prime, a chimiei tratamentelor şi a construcţiei de instalaţii pentru industria chimică se reflectă, de asemenea, în gama prezentată la Tîrg de către industria chimică a R.D.G. Producători cu renume mondial în chimie ca întreprinderile ,,Walter Ulbricht", combinaul chimic Bitterfeld, uzinele chimice Buna şi combinatul de petrochimie Schwedt prezintă aici complexe concepute după nevoile beneficiarului, precum şi soluţii de probleme. Prezentarea posibilităţilor de înlocuire a materialelor ocupă un loc mare. Ţările socialiste, ca U.R.S.S., România, Polonia, Ceholovacia, Ungaria, Bulgaria, sînt reprezentate de întreprinderi de comerţ exterior de renume. Expoziţia comună a întreprinderilor italiene pentru construirea de instalaţii pentru industria chimică suscită un mare interes. Aceste întreprinderi participă de asemenea, în cadrul întreprinderii de stat ENI, pentru prima oară la Tîrgul de la Leipzig.

Interesul este suscitat şi de prezenţa producătorilor japonezi care au un mare stand colectiv de 500 m², participînd cinci dintre cei mai mari exportatori.

În cadrul marelui complex de chimie se pot vedea instalaţii pentru industria chimică din 17 ţări, maşini de prelucrat materiale plastice din 10 ţări, de asemenea materii prime pentru industria chimică şi alte produse de bază din 21 ţări.

Pentru prima oară la Tîrgul din toamnă ramura de maşini pentru industria artelor grafice este reprezentată de expozanţi din 13 ţări în hala 20, care a fost transformată într-o mare sală a industriei cărţii. Suprafaţa de expoziţie a acestei ramuri a fost lărgită cu 80% în raport cu 1970 şi atinge acum 7 500 m².

Cităm ca produs de calitate excepţională prezentată de industria R.D.G. presa rotativă ofset ,,Spahir 96" recent îmbunătăţită şi care imprimă 20 000 jurnale policrome pe oră. De asemenea linia de producţie de corpuri de lucru, lungă de 45 metri, care reprezintă un pas important pe drumul fabricaţiei automatizate a cărţilor, ceea ce dublează productivitatea muncii în raport cu procedeul folosit anterior.

În oferta străină de maşini de imprimerie, maşinile speciale pentru imprimat diferite materiale plastice, sticlă, lemn sau metal, precum şi maşinile speciale pentru producerea circuitelor imprimate, ocupă un loc important. Printre firmele care au expus au fost întreprinderi cunoscute ca KOVO din Cehoslovacia, Varimex din Polonia, Agfa — Gevaert din Belgia, SOFECO din Franţa, Monotype Setright şi Vacoumatic din Marea Britanie, precum şi 3M Minnesota din S.U.A

În cadrul ramurii ,,Tehnica medicală şi tehnica de laboratoare medicale", care a fost situată pentru prima oară în Palatul Bugra, participă 16 ţări. Produsele R.D.G. sînt reunite sub o temă generală' : ,,În slujba vieţii". În centrul acestei expoziţii se află un sistem pentru tratamentul afecţiunilor renale ; printre altele, macheta unui spital departamental complet echipat cu 600 paturi şi prezentat de expozanţii din R.D.G.

Dintre întreprinderile din alte ţări se numără Uniunea Sovietică reprezentată de întreprinderile de comerţ exterior Medoexport, şi Maşpriporintorg care au expus mai ales instrumente medicale, înainte de toate pentru chirurgia vasculară modernă ; Ungaria şi Cehoslovacia au ocupat un loc important. Produsele R.F.G., ale Danemarcei, Franţei, Marii Britanii, Indiei, Austriei, Elveţiei, S.U.A. şi ale Berlinului occidental sînt de asemenea prezentate de diferite firme cu renume.

În ramura autovehiculelor, participanţii a 18 ţări au ocupat o suprafaţă de 25 000 m². Astfel R.D.G. a prezentat 42 variante de camioane W 50, produse de VEB Industriewerke Ludwigsfelde ; Uniunea Sovietică a prezentat camioane noi printre care gigantul de 40 tone ,,Belas 548" autoîncărcător al uzinei de automobile şi un vehicul de transport cu trei axe special adaptat la toate terenurile KRAS — 255 B al uzinelor de automobile din Kremenciug.

Noile autobuze maghiare ,,Ikarus", create special pentru traficul din marile oraşe, şi marile tractoare — remorci de tip ,,Tatra" din Cehoslovacia se numără, de asemenea, printre produsele expuse deosebit de interesante în această expoziţie.

Se remarcă în cele 25 ramuri ale bunurilor de consum o puternică participare internaţională.

În cele trei complexe ale ramurilor de bunuri de consum, ,,Interscola", organizată pentru a treia oară, arată soluţii în sisteme şi realizări independente pentru învăţămîntul public şi face recomandări pentru echipament de săli de curs, de localuri de învăţămînt special amenajate pentru unele materii şi laboratoare şi amenajări didactice. Sub deviza ,,Noua generaţie a R.D.G.", întreprinderile exportatoare ale R.D.G. propun materiale didactice moderne. Viul interes pe care-l poartă expozanţii acestui complex de ramură şi care reflectă în acelaşi timp nivelul ridicat unanim recunoscut, al instrucţiei publice din ţările socialiste se traduce prin faptul că suprafaţa de expunere, care în anul 1969 a înglobat numai 900 m², la Tîrgul de toamnă a ajuns la 4 000 m². În total sînt întreprinderi din 10 ţări care expun aici realizările lor.

Oferta R.D.G., regrupată sub numele de ,,Expovita" în cadrul ramurei articolelor de sport şi a organizării de agrement, cîştigă interesul beneficiarilor mai mult decît în trecut ; 400 de întreprinderi ale R.D.G. expun peste 3 000 produse pentru cultura fizică şi sporturi, campinguri şi sporturi nautice, pentru organizarea spirituală şi culturală a agrementului, precum şi relaxarea în grădini. În total această ramură, grupează expozanţi din 15 ţări.

În complexul ramurii de aranjamente interioare, mobilă şi instalaţii, materiale şi accesorii, producători din 14 ţări s-au prezentat cu programele lor de export actual.

Oferta de bunuri de consum a fost deosebit de vastă şi internaţională în Palatul Tîrgului din centrul oraşului, şi anume textile, pielărie şi încălţăminte, produse ale industriei uşoare, precum şi cărţi şi imprimate.

Programul conferinţelor ştiinţifice şi tehnice este o parte esenţială a Tîrgului. Acest program dovedeşte înalta stimă de care se bucură Tîrgul ca mediator al celor mai recente cuceriri ştiinţifice şi tehnice. Programul a cuprins manifestaţii ale organizaţiei inginerilor din R.D.G. ale Camerei Tehnicii şi vizitarea exponatelor speciale. Manifestările organizate de Camera Tehnicii s-au ocupat de domeniul problemelor de separare tehnică a substanţelor.

Au fost expuneri în legătură cu experienţa dobîndită în ramura industrială a tehnicii lemnului şi mobilei.

Programul conferinţelor internaţionale au oferit informaţii interesante asupra noilor procedee aplicate în industriile chimice, în tehnica medicală, în industria grafică şi în industria textilă. O atracţie cu totul deosebită a exercitat programul de conferinţe organizate de ,,Interscola" privind problemele de instrucţie publică, din care o parte au fost ţinute de Academia de ştiinţe pedagogice a R.D.G.

Toate aceste activităţi, întîlnirile ce au loc între reprezentanţii cercurilor economice şi comerciale din numeroasele ţări participante la Tîrg, contribuie la dezvoltarea cooperării şi relaţiilor economice dintre state.

Ing. *M. Dumitriu*

Tîrgul internaţional de toamnă de la BRNO — 1971

În pavilionul central al complexului expoziţional de la Brno, în ziua de 10 sept. a.c., a avut loc şedinţa solemnă dedicată deschiderii celei de a 13-a ediţii a Tîrgului Internaţional de produse ale industriei construcţiilor mecanice, care a avut loc între 11 şi 20 septembrie 1971.

Cu prilejul şedinţei, solemne, la care au participat reprezentanţi ai guvernului, ai cercurilor economice şi comerciale din Cehoslovacia şi străinătate, oameni de afaceri, specialişti, reprezentanţi ai presei şi corespondenţi, s-a subliniat faptul că Tîrgul oferă cele mai bune posibilităţi de confruntare a calităţii tehnice, funcţionale şi estetice a produselor fabricate şi prezentate de expozanţi din întreaga lume. Totodată s-a menţionat că Tîrgul internaţional al produselor industriei constructoare de maşini de la Brno corespunde promovării tehnicii avansate contemporane în producţia de maşini şi instalaţii, creînd condiţii optime pentru promovarea cooperării, pentru promovarea unor forme mai avansate de colaborare economică internaţională, devenind un centru important nu numai din punct de vedere comercial, dar şi de cunoaştere şi instruire tehnico-ştiinţifică.

Importanţa internaţională şi amploarea Tîrgului sînt ilustrate de participarea la această ediţie a unui număr de 1 500 expozanţi din 30 de ţări, suprafaţa de expunere sporind faţă de cea din anul trecut. Peste 400 000 de vizitatori din ţară şi de peste hotare au vizionat standurile expoziţiei.

Deosebit de inspirată a fost organizarea expunerii produselor pe ramuri industriale, expoziţia fiind împărţită în 12 sectoare, şi anume: maşini-unelte, maşini pentru industria minieră şi de extracţie, maşini pentru industria chimică şi industria alimentară, maşini poligrafice, instalaţii de tehnica aerului, pompe, motoare diesel, instalaţii pentru industria electrotehnică de curenţi tari, aparataje de măsură şi control, instrumente medicale şi de laborator, instalaţii de transport, tractoare, şi maşini agricole, produse semifabricate şi materii prime. Acest mod de organizare a ajutat cercurile de specialitate să se orienteze mai bine, în ramura lor, asupra dezvoltării pe plan mondial şi asupra noutăţilor din producţia diferitelor maşini şi instalaţii şi să compare nivelul lor cu nivelul producţiei proprii. Intreprinderile producătoare şi organizaţiile pentru comerţul exterior din Cehoslovacia au prezentat 37 exponate noi la Tîrgul din anul acesta, care constituia unul dintre programele de fabricaţie prioritară în R. S. Cehoslovacă, reprezentînd totodată şi principalele articole de export. Astfel, maşina de găurit prin coordonate tip VR 5 K folosită la găurirea cu precizie şi la tăiatul fileturilor fine, strungul cu vîrf cu comandă numerică tip SS 50 ANC înzestrat cu sistemul de comandă RSJ — 1C cu introducerea manuală a datelor informaţionale, maşina de rectificat rotund tip BDA 80 pentru rectificarea găurilor cilindrice şi conice. Întreprinderea SKODAEXPORT a prezentat rotorul unei turbine de joasă presiune de 200 MW, o supapă de înaltă presiune pentru turbina de 110 MW, un excitator cu semiconductoare şi schema termică a noii turbine SKODA de 226 MW şi alte utilaje.

Rezultatele pozitive obţinute cu producerea de utilaje din domeniul energiei atomice sînt ilustrate de exponatele privind modelele de reactoare tipurile SR—0 şi SR—1. Maşina de însăcuit automată tip BSF 2 şi BA2, maşina de bătut unt şi altele constituie noutăţile din sectorul industriei alimentare. Şi în domeniul industriei chimice a fost prezentată pentru prima oară o linie tehnologică pentru obţinerea hidrogenului şi pentru fabricarea ureei. De asemenea o inovaţie deosebită o constituie maşina automată de suflat butelii cilindrice şi acilindrice cu pereţi subţiri.

Printre noile maşini de construcţii s-a relevat încărcătorul universal cu roţi tip KN 250 pentru argilă, pietriş şi materiale pulverulente. Înălţimea deosebită a unei guri de alimentare de 3,20 m facilitează încărcarea în vagoane cu tonaje ridicate. Şi în ceea ce priveşte aparatele de măsură, instrumentele medicale, au existat o serie de produse noi, expuse pentru prima dată.

Industria textilă cehoslovacă a fost prezentă cu unele instalaţii noi şi moderne. Astfel noua maşină BICOLOR-ARALOOP care produce materiale frotate, cu bucle pe ambele suprafeţe, fiecare de culoare diferită. Maşina elimină scămoşarea, iar producţia este cu o treime mai ieftină şi atinge o productivitate dublă faţă de maşina cea veche.

România a fost prezentată şi în acest an la Tîrgul de la Brno cu o serie de produse ale industriei constructoare de maşini, printre care amintim betoniera de 250 l, produs al uzinei ,,Flacăra roşie" din Bucureşti, autocisterna ,,Bucegi", produsă de uzina ,,Steagul roşu" din Braşov; tractorul ,,Universal" 445, 445—SV şi 651—M, produs de uzina ,,Tractorul" din Braşov; automobilul ,,Dacia 1300", produs de Uzina de automobile din Piteşti; automobilul de teren M—461, produs de Uzina mecanică — Muscel; excavatorul ,,Castor" S—601, produs al uzinei ,,Progresul" — Brăila.

De asemenea, au fost remarcate diferite tipuri de transformatoare, ca de exemplu CS—125; CS—350; CS—5 şi UMP — R 12 M.

Caracterul instructiv, efectuarea schimbului de experienţă şi de informaţii tehnico-ştiinţifice au fost prilejuite şi de simpozioanele internaţionale ţinute cu acest prilej, dintre care se menţionează: ,,materialele refractare pentru instalaţii energetice şi chimce"; ,,industria de ambalaje şi comerţul mondial". Au mai fost organizate cercuri tehnice de specialitate denumite ,,zile de branşe" consacrate diferitelor teme ca: ,,tehnica măsurătorilor în industria construcţiilor de maşini", ,,maşini pentru prelucrarea maselor plastice", ,,maşini pentru industria sticlei", ,,tehnica măsurătorilor în comunicaţii" etc. În scopul asigurării unei publicităţi a problemelor de specialitate, a inovaţiilor şi a cunoştinţelor tehnice, ca în fiecare an s-a organizat o ,,conferinţă internaţională a redactorilor presei tehnice".

Aceste acţiuni, contactele şi tranzacţiile încheiate cu prilejul Tîrgului internaţional de la Brno au contribuit la dezvoltarea unor forme noi de cooperare ştiinţifică şi tehnică şi la lărgirea cooperării internaţionale în domeniul construcţiilor mecanice.

Ing. *M. Dumitriu*

Revista revistelor

Gépgyártás Tehnológia

3/71

Nagy L. — Evaluarea uneltelor de polizat din punctul de vedere al tehnologiei așchierii.

F. Szekeres — Încercarea dinamică a mașinilor de polizat.

V.A. Bakul — Prelucrarea diferitelor materiale cu unelte din diamant.

L. Fridrik — Unelte așchietoare cu granule de diamant și calitatea finisării superficiale.

I. Gyódi — Stabilirea cîmpului de aplicație al șlefuirii cu diamant.

L. Gribevszky — Kedl — Vèkony — Creșterea duratei de serviciu a căilor de rulare ale roților de cale ferată prin durificarea mecanică superficială.

L. Gribevszky — Efectele durificării mecanice superficiale asupra creșterii duratei de serviciu.

B. Balaksin — Controlul adaptiv al mașinilor-unelte.

Kozinezy-Wein — Examinarea tehnologiei de așchiere și a sculelor mașinilor-unelte cu comandă numerică.

I. Pálfalvi — Examinarea mecanică a așchierii prin mașini-unelte cu comandă numerică.

A. Sadewski. — Unele probleme ale examinărilor structurii geometrice superficiale.

A. M. Rosenberg — Scule pentru broșare interioară cu inerții din carbid.

A.C.

Feingerätetechnik

5/71

Neumann, K. — Metode pentru determinarea siguranței de funcționare a componentelor electronice pasive.

Mohr, U., Beyer, J. — Înregistrarea automată fotoelectrică a distribuției găurilor de gravură dislocate în suprafețele monocristalelor de semi-conductori.

Wernicke, P.J. — Contribuție la relația dintre documentație și o mediație rațională de informații.

Bennert, W., Rimbakowsky, V. — Măsurarea turației la puteri mici, cu ajutorul termistorilor.

Lindner, H., Weiske, K. — Bilanț termic al instrumentelor electronice pe baza măsurării temperaturii și debitului.

Blüm, H. — Măsurarea diferențelor de formă efectuată pe componentele palierului cu role.

König, H. — Măsurarea absolută a gradului de reflexie a eșantioanelor albe cu luminare verticală și difuză.

Sümnich, K.H. — Influență exercitată de către sensibilitatea spectrală a receptorului în fotometria heterocromă.

Felber, G., Meyer, B., Voigt, G. — Sudura cu rezistență a pieselor plane cu unghiuri drepte.

Palej, M,A. — Toleranțe dependente și complexe pentru dimensiunile și diferențele de formă și poziție.

Scharrenbeck, C. — Mărimea erorii de măsură și a rebutului — estimarea creșterii cheltuielilor provocate de erorile de măsură.

A.C.

Diesel motoren nachrichten (SKL)

1/71

Gamse, G., John, S, — VD 36/24 A — 1 un nou motor?

Stams, N. — Determinarea prin fotoelastometrie a tensiunilor termice în modele plane de pistoane.

Sperber, P. — Presiunea maximă de ardere în motorul diesel.

Siegfried, G. — Influența asupra benzii de injecție.

Eichelberger, R. — Aplicarea materialelor înalt termo-rezistente la automacara.

A.C.

TAKRAF

2/71

Schuchart, F. și *Jahn, R.*; Dispozitive pentru deservirea și încărcarea rafturilor — un program al tehnicii raționale a depozitării.

Böhm, Th.; Proiectarea ajutată de calculatori a instalațiilor de transport într-un singur circuit.

Schulze, K.; Tehnica de măsurare a alungirii, un procedeu de analiză a tensiunilor în construcția mașinilor grele.

Herbst, L.; Granularea sărurilor de potasiu pentru îngrășăminte cu ajutorul preselor cilindrice ale ,,VEB Zemag Zeitz".

Gh. C.

Maschinenmarkt

39/71

Fuchs, Th. A.; Examinarea rapidă a stării uleiului de ungere. Examinarea rapidă în scopul supravegherii stării uleiului de angrenaje industriale.

Bauernfeind, U.; Ce caută aparatul de dictare în atelier?

nr 40/71

— Schimarea uneltei prin apăsare pe buton.

Bürk, E. și *Radtke, H.*: Ambutisarea și răsfrîngerea de rezervoare mari. Aplicarea procedeului de ambutisare hidromecanic la prese cu acțiune simplă.

Bungardt, W. și *Herget, C.*: Pămînturi rare ameliorează structura. Aliajul metalic ,,Cer" influențează calitatea fontei cu grafit de structură biliară.

Leireder, L.: Și tehnica transformării are orientare a proceselor. (Tîrgul de mostre din primăvara 1971 la Lipsca).

Wunsch, F.: ,,Elementul de construcție"; filmul uscat de ungere. Construcții adecuate sînt condiția pentru straturi de uns uscat, care să fie eficace.

Skupin, L.: Agresivitatea nu trebuie să reducă rezistența. Însușiri mecanice ale poliprofilenului.

Gh. C.

nr 41/71

Kramer, R.: Calitatea suprafeței datorită densității curentului. Stabilirea suprafeței și comanda densității curentului în galvanotehnică.

— Razele lustruiesc. Tratarea suprafețelor și înnobilarea cu ajutorul mașinilor moderne de radiație.

Hebberling, H.: Rășină alchidică contra vaporilor fierbinți. Vopsele de protecție deosebit de solicitate la părți de mașini evită deranjamentele.

— Sprițuirea prin dinamica electrogazului.

Grosser, D.: Manipulare sigură cu ambele mîini. Comanda pneumatică cu două mîini.

— Depunerea fără curent a nichelului dur ameliorează duritatea suprafeței și aspectul.

Söllner, G.: Lumina zilei este superfluă. Importanța efectului biologic al luminei în atelier.

— Masca de protecție cu spălare demonstrează noua treaptă a performanței.

Knittel, K.; Cale liberă luminii naturale. Construcții industriale, ținîndu-se seama de condițiile fiziologice și psihologice la lucru.

Gh. C.

Materialprüfung

5/71

Dengel, D. — Cîteva aspecte fundamentale pentru proiectarea şi evaluarea încercărilor la oboseală.

Harig, H. — Examinarea raportului dintre extensiile transversale şi longitudinale sub tracţiune la diferite metale în cazul deformaţiilor mai ales elastice.

Constantinescu, A. — Definirea unui nou parametru liniar pentru extrapolarea datelor încercării la rupere prin fluaj.

A.C.

Sanitär + Heizungstechnik

5/71

Weyershäuser, G. ; Cooperaţia în domeniul construcţiei de instalaţii pentru încălzire.

Chary, E. P. ; Coşul, gaze de evacuare şi aer, o soluţie ideală pentru instalaţiile de încălzire cu gaze („S.E. — duct"). — Încălzitul în R.F.G.

Möller, H. ; Turnurile de răcire cu ventilatoare la instalaţiile de climatizare.
— Industria climatizării răspunde la 12 întrebări medicale.
— Protecţia fonică la instalaţia sanitară.

Mayer, E. ; Construcţia cu prefabricate şi tehnica instalaţiilor.
— Armături pentru instalaţii cu apă caldă din fontă şi grafit celular.

Schrowang, H. ; Electrotehnică pentru instalatorii de încălziri şi aerisire.
— A 6. „ish". ; Mai mult confort, locuinţă mai agreabilă tehnică ameliorată. Scurtă vedere generală a expoziţiei din Frankfurt privind instalaţiile sanitare, încălzirea şi climatizarea.

Zieseniss, C.H. ; Lumină bună în bucătărie.
— Modernizarea şi raţionalizarea prin automatizare.

Gh. C.

Gas & Oil Power

martie-aprilie 1971

3—4/71

Un motor pentru cercetare de mare putere
Motoare diesel — Wankel cu două etaje.

The Heating & Ventilating Engineer and journal of air conditioning

A.C.

4/71

A.A. Field — Umiditatea şi condiţionarea aerului.

A.T. Fery — Atenuatori cilindrici de tip nou.

A.A. Dove — Perspectivele climatizării cu ajutorul gazelor.

R.A. Learmonth — Proiectarea unui sistem pentru aer condiţionat.

5/71

Diamant, R.M.E. — Prevenirea poluării (III).

Livingstone, F.C. — Combustibili pentru viitor (IV).

Laarmonth, R.A. — Proiectarea economică a unei camere curate.

A.C.

The Chartered Mechanical Engineer

4/71

F. Feller — Motorul cu pistoane rotative în două etaje — un nou concept în domeniul motoarelor diesel.

S.H. Wearme — Sisteme de organizare inginerească.

5/71

Wallington, J. W. — Încălzirea districtuală.

Parker, D. — Problemele inginerului de întreţinere.

Turner, B. — Organizaţia Naţiunilor Unite pentru Dezvoltarea Industrială.

A.C.

Marine Engineer

4/71

— Proiectarea navelor militare mici dar puternic înarmate.

May E.R. — Alegerea între elicile fixe şi cele cu pas variabil.

A.C.

Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA)

4/71

Rapin, P., Smadja, J. C., Ahrweiler, J., Party, M. — Etanşeitatea caroseriei.

Hamel, A. — Vizualizarea grafică şi dialogul om — ordinator.

A.C.

Chaud-froid-plomberie

4/71

G. Menard — Calculul unor instalaţii de tratare a apei unei piscine.

A. Libert — Economii logice şi posibile în condiţionarea aerului.

G. Porcher — Climatizarea şi controlul ambianţei ; ambianţa exterioară ; factorii chimici şi biologici.

P. Fridmann — Utilizarea calculului analogic în încălzire şi condiţionare.

A.C.

Soudage et Techniques connexes

3—4/71

Calitate impusă construcţiilor sudate ;

Ferrari, Ph. — Cazane şi recipiente sub presiune.

François, G. — Industria chimică.

Le Penven, Y. — Aplicarea metodelor nedistructive la controlul construcţiilor sudate afectate de corosiune fisurantă.

A.C.

Mécanique matériaux — électricité

4/71

Lombard, J. — Forţă de tăiere, vibraţii, starea suprafeţei.

Pekelharing, A.J. — Cîteva reflecţii asupra modurilor de deformare în aşchiere.

Pomey, J. — Fenomene de mecanică fizică la baza aşchierii metalelor.

A.C.

Costruzioni metalliche

1/71

M. Locatelli — Studiu experimental al comportării asamblărilor frezate ale barelor supuse la comprimare şi încovoiere.

U. Bellometti — Vibraţiile conductelor forţate hidro-electrice

G. Augusti — A. Buotte — Teoria probabilistică a rezistenţei la rupere a barelor comprimate.

J. Foucriat — Despre studiul teoretic al flambajului barelor reale.

A.C.

Materialprüfung

nr. 4/1971

Buresch, F. E. și *Schimmer, L.*: Extensometru inductiv pentru cercetarea materialelor.

Weiss, A.: Procedeu pentru încercări de stabilitate la confecționarea pe cale galvanoplastică a obiectelor cu pereți subțiri.

Andreae, G.: Despre comportarea benzilor de măsurat extensiunea în cazul unor extensiuni mari.

Eyerer, P. și *Lang, G.*: Procedeu grafic pentru evaluarea amprentelor de microduritate ,,Vickers'' cu ajutorul unui aparat pentru măsuratul rugozității suprafeței.

Rossow. E.: Indicații de duritate și noua unitate legală a forței.

Bärsch, W. și *Sowa, W.*: Înregistrator electronic a compresiunii.

nr. 5/1971

Dengel, D.: Cîteva considerații fundamentale privind proiectarea și evaluarea încercărilor de obosire a materialului.

Harig, T.: Examinarea raportului dintre alungirea transversală și longitudinală la solicitarea de tracțiune a diferitelor metale în cazul deformațiilor în special elastice.

Constantinescu, A.: Definiția unui nou parametru liniar pentru extrapolarea rezultatelor de ruptură la fluaj.

Schibata, I—, Akama, S. și *Takahashi, H.*: O metodă fotoelastică cu straturile de suprafață pentru temperaturi pînă la 400°C.

Schweisstechnik-Wien

nr. 5/1971

Klosse, P.: Promovarea progresului în tehnica sudurii prin cercetare și dezvoltare în afara exploatării.

Strecker, H.: Utilizarea tehnicii sudurii în R.F.G.

nr. 6/1971

Teske, K.: Sudura și tăierea cu radiații fotonice.

Klosse, P.: Promovarea progresului în tehnica sudurii prin cercetarea și dezvoltarea independentă de exploatare

Wendt, W.: Stadiul tehnicii sudurii la repararția vehiculelor de cale ferată în R.F.G.

Voborsky, P.: Sudura conului unui concasor din oțel cu mangan.

Pertusini, R.: Vapoare fluviale simplificate prin utilizarea profilului cu muchie.

Sanitär + Heizungstechnik

nr. 4/1971

Spaethe, K.: Newton-ul este unitatea legală de forță.

Klippe, J.: Aerisirea locuințelor cu ventilatoare.

Graf, E.: Instalații sanitare în clădiri mari. Exemplul unei mari clădiri cu depozite și exploatare în Elveția.

Schrowang, H.: Electrotehnică pentru constructorii de instalații pentru încălzit și aerisire.

Maschinenwelt

nr. 6/1971

Wuich, W.: Bazele și mecanizarea lipitului.

Mock, A.: Ce înseamnă inovația industrială.

— ,,Electrofarming'' un procedeu de confecționat obiecte metalice.

— Coroziunile în instalațiile de cazane și evitarea lor.

— Oferta internațională la tîrgul de primăvară 1971 din Lipsca.

Enke, C. G.: Tîrgul internațional de electronică industrială (Basel).

Müller, H.: Sinterizarea prin rotație, un nou procedeu pentru confecționarea pieselor din material plastic.

Refrigeration and Air Conditioning

nov. 1970

Antigel pentru încălzirea centralei și utilizare lor.

Rigaud, J.: Apa caldă.

Gosling, C. T.: Distribuția spațială a aerului.

Soudage et Techniques connexes

dec. 1970

Robie, R. — Gouéroux, J. — Automatizarea în sudare.

Tragnan, J. — Metalizarea automatică.

Toitot, M. — Factorii controlului magnetoscopie.

Stohr, J—A. — Sudare prin bombardament electronic

Boncoeur, M., Rapin, M. — Studiul unei metode nedistructive și imediate pentru detectarea defectelor într-o sudură realizată printr-un fascicul de electroni.

Moressee, M. G. — Folosirea sudării în LEM-ul programului Apollo.

Beale, L. A. Toprac, A. A. — Analiza legăturilor plane ale tuburilor sudate în T, Y, și K.

Neue Technik im Büro

dec. 1970

Podolski, V. I. — Rosenberg, M. I. — Mașinile de contabilitate automatică ASCOTA în întreprinderile industriale sovietice.

Meyer, J. — Clasarea bandelor perforate cu sistemul de aranjare corespunzătoar.

Sperk, W. — Proiectul definitiv pentru folosirea scriptomatelor și agregatelor automate de gestiune.

Zavesky, J. — Preluarea, tratamentul condensat și exploatarea informațiilor la întreprinderea Toplotechna din Praga.

Menzel, W. — Cuplarea perforatricei SOEMTRON 415 cu dispozitivul de citire a benzii Coxoul 3363.

Ammermann, D. — Balanța de capacitate cu ajutorul ordinatorului electronic redus Cellatron C 8205.

Irmscher, K. — Criteriile pentru folosirea mașinilor electromecanice de contabilitate.

Hoffmann, N. Postul de prelucrare a informației alfanumerice Cellatron C 8031.

ASEA-Revue

nr. 4 — 1970

Wallgren, H., Schiott, H. — Departamentul ordinatoarelor și a comenzilor proceselor.

Krecker, W. — O nouă serie de mașini după principiul seriei tip.

Drakensjö, I. — Torsiometru bazat pe traductorul Torductor.

INDEX ALFABETIC PE PROBLEME

EDITORIALE

*** Glorioasa aniversare, nr. 5, p. 259.

Demian Tr. : Instruirea permanentă a cadrelor din domeniul construcţiei de maşini, nr. 5, p. 261

Morega, I. : Prezenţe româneşti pe piaţa mondială. Maşini şi utilaje moderne — contribuţie la consolidarea prestigiului României, nr. 7, p. 389

CONSTRUCŢIE — CERCETARE — INCERCĂRI

Benche, V. şi *Benche, Lidia* : Caracteristicile funcţionale statice ale elementelor de comandă de tipul ajutaj-paletă, nr. 1, p. 2.

Ciurea, El. : Calculul cadrelor autocamioanelor, nr. 1, p. 8.

Manea, Gh. şi *Simionescu, V.* : Bucşe metalice acoperite cu strat subţire din poliamidă indigenă P6P şi comportarea lor ca lagăre cu alunecare, nr. 1, p. 19

Pimsner, V. şi *Mărăcineanu, I.* : Transferul de căldură prin reţeaua fixă de palete la turbina cu impuls, nr. 1, p. 43

Raicu, A. : Aspecte calitative ale vibraţiei barei cu distanţa variabilă între reazeme nr. 1, p. 48

Tureac, I. : Consideraţii asupra modernizării preselor mecanice nr. 1, pag. 51.

Cîrdu, M. : Particularităţile turbinelor cu abur de mare putere destinate centrelor nucleare-electrice (CNE), nr. 2, p. 65

Cosoroabă, V. : Studiul experimental al coeficientului de debit al supapelor compresoarelor. O nouă relaţie de calcul, nr. 2, p. 72

Dumitrescu, D. : Contribuţii la calculul şi construcţia tampoanelor şi a inelelor pneumatice nr. 2, p. 80

Horovitz, B. şi *Kovacs, F.* : Contribuţie la teoria şi calculul angrenajelor cilindrice din oţel, nr. 2, p. 83

Minciu, C. : Măsurarea preciziei dinamice a lanţului cinematic de rulare cu ajutorul traductoarelor seismice pentru vibraţii torsionale, nr. 2, p. 89

Peretz, D. şi *Ghibu, C.* : Instalaţie şi metodică experimentală pentru studiul detonaţiei la motoare cu aprindere prin scînteie şi în motoare antrenate, nr. 2, p. 95.

Bobancu, S. : Parametri calculabili ai instalaţiilor de ridicat şi transportat cu tobe şi cabluri, nr. 3, p. 137

Chiriacescu, S., Popescu, I. şi *Ivan, N.* : Principiile aplicării calculului abaterilor funcţiilor în construcţia de maşini şi aparate, nr. 3, p. 140

Codreanu, C. : Asupra unor proprietăţi ale pompelor pneumohidraulice, nr. 3, p. 146.

Eberan — Eberhorst, R. : Exercitatea gazelor de evacuare — indiciu de viitor pentru motorul de automobil cu aprindere prin scînteie, nr. 3, p. 150.

Mohor, I. şi *Panaitescu, I.* : Utilizarea betatroanelor Institutului de fizică atomică la controlul nedistructiv al calităţii pieselor turnate , nr. 3, p. 167.

Moldovan, V. şi *Sanchen, G.* : Studiul pe model al rigidităţii statice a batiului preselor mecanice cu un montant, nr. 3, p. 170.

Dumitrache, I. şi *Florea, S.* : Sistem de comandă automată cu elemente fluidice, nr. 4, p. 200.

Minciu, C. : Măsurarea eforturilor de aşchiere la frezarea cu freză melc modul, nr. 4, p. 216.

Naghi, T. : Cercetări experimentale privind influenţa mişcării organizate a aerului din camera de ardere a motorului diesel cu injecţie directă asupra parametrilor dinamici ai ciclului de funcţionare, nr. 4, p. 221.

Nguyen, K. L. : Despre coeficientul de frecare al segmenţilor motoarelor cu ardere internă, nr. 4, p. 227.

Popa, B., Iscrulescu, V., Lazăr, I. şi *Kovacs, St.* : Contribuţii experimentale la arderea combustibililor lichizi în cîmp ultrasonor, nr. 4, p. 230.

Seitz, N. : O nouă formă a ecuaţiei de mişcare a autotrenului cu semiremorcă, frînat, nr. 4, p. 233.

Sfinţeanu, D. : Observaţii asupra dezvoltării motoarelor diesel de mare putere pentru tracţiune feroviară, nr. 4, p. 237.

Untaru, M. şi *Bobescu, Gh.* : Asupra posibilităţii creşterii coeficientului de exces de aer la motoarele cu aprindere prin scînteie nr. 4, p. 240.

Boangiu, Gh. şi *Iliescu, C.* : Durabilitatea sculelor la frezarea cu forţă constantă, nr. 5, p. 262.

Cîmpian, V. şi *Seitz, N.* : Contribuţii privind calculul domeniului de stabilitate al autoturismelor, nr. 5, p. 264.

Demian, Tr. şi *Tudor, D.* : Asupra roţilor dinţate „minimale” cu profil în evolventă, nr. 5, p. 269.

Eberan-Eberhorst, R. : Problema gazelor de evacuare la motoarele cu aprindere prin scînteie, nr 5, p. 275.

Moraru, V. : Cu privire la folosirea roţilor legate în cutiile de viteze ale maşinilor-unelte, nr. 5, p. 286.

Niţescu, Gh. şi *Benche, V.* : Cu privire la oscilaţiile roţilor de direcţie ale autovehiculelor cu servocomandă hidraulică a direcţiei, nr. 5, p. 298.

Olariu, V. : Oscilaţiile neliniare verticale ale autovehiculelor grele, nr. 5, p. 303.

Soare, M., Marincaş, D., Marincaş, R. şi *Cristea, I.* : Caracteristica adimensională a tractorului, nr. 5, p. 307.

Catrina, D. : Solicitarea batiului presei cu fricţiune la lovitură seacă, nr. 6, p. 328.

Horovitz, B. şi *Kovacs, F.* : Contribuţii la încercarea roţilor dinţate cilindrice din oţel nr. 6, p. 333.

Lăzărescu, E. şi *Bîrjoianu, Al.* : Măsurarea conţinutului de aer din combustibilii lichizi, nr. 6, p. 337.

Nguyen, K. L. : Componenţa pierderilor mecanice la un motor diesel de tractor, nr. 6, p. 348.

Oberst, L. şi *Oprendeck, B.* : Pulsaţii parazite introduse de cuplajele mecanice cu elasticităţi, mase excentrice şi jocuri, nr. 6, p. 350.

Seitz, N. şi *Cîmpian, V.* : Calculul şi determinarea experimentală a caracteristicii mişcării stabile a autotrenului cu semiremorcă frînat, nr. 6, p. 363.

Nguyen, K. L. : Consideraţii asupra metodelor de determinare a pierderilor mecanice ale motoarelor diesel, nr. 7, p. 402

Obaciu, Gh. : Contribuţii la studiul proiectării maşinilor de electroeroziune, nr. 7, p. 405

Oprea, N. : Analiza factorilor care stabilesc domeniile de utilizare ale motoarelor răcite cu apă prin evaporare, nr. 7, p. 409.

Perju, D., Kovacs, F. şi *Măruşteru, St.* : Unele aspecte ale utilizării calculatorului electronic MECIPT—1 la rezolvarea unor probleme din domeniul teoriei mecanismelor, nr. 7, p. 415.

Popescu, I. : Contribuţii la determinarea relaţiei de calcul al vitezei de aşchiere la strunjire, nr. 7, p. 421.

Sonea, P. şi *Sonea, I.* : Influenţa regimului tranzitoriu şi a formei de undă asupra oscilaţiilor electrodului de sudură, nr. 7, p. 424.

Văiteanu, D. : Poluarea şi reglajele motorului cu benzină, nr. 7, p. 430.

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R şi *Gobjilă, I.* : Aspecte ale relaţiei sistem de injecţie combustibil în cazul instalaţiilor utilizate la motoarele cu aprindere prin comprimare cu camera de ardere unitară, nr. 7, p. 433.

Ciocîrdia, C. : Optimizarea parametrilor cuţitelor burghielor de săpat gropi şi stabilirea relaţiilor pentru calculul acestora, nr. 8, p. 453.

Dreucean, A., Sporea, I., Cristuinea, C., Paulescu, Gh. : Influenţa microadaosurilor şi a vitezei de răcire la solidificarea fontelor asupra intensităţii uzurii sculei aşchietoare, nr. 8, p. 468.

Ignat, V. : Consideraţii asupra relaţiei de calcul a rugozităţii suprafeţelor la frezarea plană cu freze cilindrice, nr. 8, p. 473.

Ivan, N. V. : Particularităţi la prelucrarea cu cuţite-disc de interior pe strunguri-revolver, nr. 8, p. 476.

Moraru, V. : Consideraţii asupra condiţiei de comutare a baladoarelor folosite la cutiile de viteze ale maşinilor-unelte, nr. 8, p. 481.

Peretz, D. : Contribuţii cu privire la caracterizarea rezistenţei la detonaţie a combustibililor utilizaţi la motoarele cu aprindere prin scînteie, nr. 8, p. 485.

Popescu, E. şi *Gheorghiu, D.* : Schimbătoare de căldură spirale, nr. 8, p. 493.

Sălăgean, Tr. : Aplicaţii ale statisticii la controlul calităţii sudurilor, nr. 8, p. 498.

Stoicescu, A. : Asupra dinamicii mecanismului de direcţie al automobilului, nr. 8, p. 506.

Andrian, Al. Despre utilizarea sistemului internaţional de unităţi de măsură (SI) în construcţia de maşini, nr. 9, p. 517.

Alexandru, P. : Studiul cinematic al mecanismului de direcţie cu două bare transversale, nr. 9, p. 527.

Dumitraş, C. : Contribuţii privind influenţa unghiului de degajare al sculei aşchietoare asupra forţelor de aşchiere la strunjirea longitudinală şi frezarea frontală, nr. 9, p. 549.

Lăzărescu, E., *Bîrjoianu, Al.* Influenţa ultrasunetelor asupra eroziunii cavitaţionale a unor elemente din sistemul de injecţie al motorului D—103 nr. 9, p. 566.

Ciobanu, I. : Calculul la oboseală a transmisiilor bicardanice plane, nr. 10, p. 588

Ciucă, C., *Verzea, D.*, *Drugescu, E.*, *Teodorescu, M.* şi *Popa, V.* : Unele aspecte privind instabilitatea coeficientului de calitate la oţelul OC—01, STAS 1947—66, utilizat la forjarea osiilor pline pentru vehicule de cale ferată normală, nr. 10, p. 593

Drăghici, I. şi *Chişu, E.* : Dimensionarea termică a amortizoarelor hidraulice telescopice, nr. 10, p. 597

Pop, M., *Badea, A.* şi *Turcu, I.* : Instalaţie criogenică pentru încercări mecanice, nr. 10, p. 619

Selim, M. : Contribuţii la studiul arderii rapide în motorul diesel, nr. 10, p. 631

Vlasiu, Gh. : Determinarea forţelor care acţionează asupra buldozerului şi calculul dinamic al acestuia, nr. 10 p. 636

Stefan, St., *Mărăcineanu, I.*, *Georgescu, Al.*, *Andreescu, D.* şi *Dumitrescu Valeria* : Instalaţie experimentală pentru studiul aerodinamic al reţelelor de palete, nr. 11, p. 687

Soare, M., *Murad, E.*, *Marincaş, D.* şi *Moldovan, Gh.* : Asupra distribuţiei presiunii pe sol la pneurile de joasă presiune, nr. 11, p. 682

Topal, D. : Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind transportoarele vibrante cu acţionare electrodinamică, nr. 11, p. 690

Ciurea, El. : Cinematica autotrenului în cursă, nr. 12, p.

Ialan, R. : Asupra comportării în exploatare a sitelor din tablă, nr. 12, p. 709

Kovacs, Fr., *Perju, D.*, *Măruşteru, St.* şi *Miskovits, St.* : Cu privire la sinteza unui mecanism generator de funcţiuni pe baza unor condiţii de precizie impuse, nr. 12, p. 722

Pay, E. Măsurarea forţei în procesul de frezare a danturii cu freză melc, nr. 12, p. 727

Sava, I. Cu privire la funcţionarea în regim dinamic a supapei mecanismului distribuţiei motoarelor cu ardere internă, nr. 12, p. 741

Silianu, E. : Mecanism sinus cu rotaţie neuniformă a manivelei pentru maşinile-unelte de mortezat dantura, nr. 12, p. 746

Voia, I. Echilibrarea statică pe sferă a pieselor şi ansamblelor cu dimensiuni şi greutăţi foarte mari, nr. 12, p. 746

Zgură, D. şi *Ispas, C.* Unele consideraţii privind influenţa dispozitivului asupra comportării dinamice a sistemului tehnologic nr. 12, p. 731

Gădulescu, Gh., *Stere, N.*, *Frăţilă, R.*, şi *Miloiu, Gh.* : Pittingul la roţile dinţate cilindrice — cauzele apariţiei lui, factorii de dependenţă şi mijloacele de mărire a rezistenţei dinţilor la această solicitare, nr. 12, p. 735

TEHNOLOGIE

Gheghea, I. : Determinarea profilului cuţitelor-disc profileate nr. 1, p. 13.

Ignat, V. : Consideraţii asupra executării pieselor din semifabricate plate (tablă-bandă), nr. 1, p. 16.

Mincă, M. şi *Petrescu, B. Gh.* : Utilizarea undelor ultrasonore în medii lichide (electrolit) la prelucrarea electrochimică a materialelor în scopul măririi productivităţii şi al netezirii suprafeţelor prelucrate, nr. 1, p. 29.

Doboşan, V. şi *Ungar, R.* : Semiautomatizarea deplasării pas cu pas a unei operaţii de sudare prin puncte , nr. 2, p. 77

Popescu, I. : Contribuţii la stabilirea formelor aşchiilor rezultate la strunjirea aliajelor de aluminiu, nr. 2, p. 99.

Todea, Gh. şi *Calea Gh.* : Contribuţii privind executarea suprafeţelor sferice prin strunjire, nr. 2, p. 106.

Badea, V. şi *Lucaci, W.* : Realizări la uzina „Timpuri noi" privind supranetezirea arborilor cotiţi, nr. 3, p. 129.

Bicsak, E. şi *Domşa, Al.* : Cercetări asupra calităţii îmbinărilor sudate realizate din oţeluri inoxidabile tăiate cu pulberi de fier şi oxigen, nr. 3, p. 133.

Iliescu, C. şi *Boangiu, Gh.* : Cercetări teoretice privind presiunea necesară la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel, nr. 3, p. 160.

Maroş, D. Csaba, Gh. şi *Orlandea, N.* : Geometria şuruburilor pompelor şi unele aspecte privind tehnologia prelucrării acestora prin mortezare, nr. 4, p. 209.

Lammert, Fr. : Consideraţii asupra unor posibilităţi de prelucrare cu viteze mari, nr. 5, p. 282.

Boangiu, Gh. şi *Iliescu, C.* : Reglarea automată a vitezei de aşchiere şi de avans la maşinile de frezat, nr. 6, 325.

Maroş, D., *Gyenge C.* şi *Orlandea, N.* : Calculul sculelor disc pentru prelucrarea şuruburilor pompelor elicoidale şi unele aspecte ale tehnologiei prelucrării acestor pompe, nr. 7, p. 394.

Dorin, Al., *Sburlan, S.* şi *Vodă, V.* : Programarea operaţiilor de prelucrare pe maşini-unelte de găurit cu comandă numerică, nr. 8, p. 458.

Doboşan, V., *Caşcaval, N.*, *Ungar, R. şi Teleanu, M.* : Unele automatizări ale operaţiei de sudare realizate în fabricaţia de autocamioane, nr. 8, p. 463.

Brăgaru, A.: Simbolizarea informaţională a schemelor de bazare şi fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte, nr. 9, p. 538.

Popescu, I. : Contribuţii la studiul aşchiabilităţii aliajelor de aluminiu la prelucrarea alejazelor, nr. 10, p. 624

Brăgaru, A. : Analiza structurală a schemelor de bazare a pieselor în dispozitivele de lucru ale maşinilor-unelte, nr. 11, p. 695

Caşler, Gh., *Zetu, D.* şi *Cozmîncă, M.* : Contribuţii la dinamica frezării cu freze cilindrice elicoidale la grupa de oţeluri de calitate OLC, STAS 880—66, nr. 11, p. 658

Chiriacescu, S. : Calculul regimului de aşchiere cu parametrii variabili, nr. 11, p. 662

Eftimiu, Th. : Filetarea prin reliefare a soclurilor de lămpi electrice nr. 11, p. 665

Ivan, M. şi *Rusan, G.* : Studiul principalilor parametri ai prelucrării electrolitice, nr. 11, p. 677

Dumitraş, C. : Cercetări privind influenţa unghiului de degajare al sculei (γ) asupra forţei de aşchiere la strunjirea şi frezarea frontală în raport cu lăţimea aşchiei, nr. 12, p. 711

Gavrilă, I, şi *Scheerer, H.* : Asupra prelucrării metalelor dure pe cale electrolitică, nr. 12, p. 716

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

Moga, Al. : Probleme actuale ale activităţii de producţie industrială, nr. 1, p. 34.

Moţoiu, R. : Aplicarea teoriei fiabilităţii în industria construcţiilor de maşini, nr. 1, p. 37.

Tănăsescu, I., *Popescu, S.* şi *Boian, I.* : Stabilirea lotului optim de piese executate în întreprinderi specializate, cu producţie de serie, nr. 2, p. 103.

Dumitrescu, A. : Sistem informaţional pentru adaptarea capacităţilor de producţie şi indicatorilor tehnico-economici ai ramurilor de construcţii de maşini la planurile anuale de producţie, nr. 4, p. 206.

Dumitrescu A. : Model matematic pentru stabilirea necesarului de cilindri de laminor, nr. 5, p. 272.

Mihăescu, C. : Contribuţii la perfecţionarea metodei ,,verigilor'' la studiul amplasării optime a locurilor de muncă. Modelul triunghiurilor grele comune, nr. 6, p. 343.

Popescu, A. şi *Lefterescu, V. O.* : Tendinţe actuale în domeniul muncii de proiectare , nr. 8, p. 489.

Seleşteanu, Al. : Despre producţia raţională a maşinilor , nr. 8, p. 503.

Bucşă, Gh. : O metodă rapidă pentru calculul lotului optim, nr. 11, p. 655.

Homoş, T., *Ciobanu, Gh.*, *Vişan, S.* şi *Costoiu, St.* : Optimizarea principalilor parametri necesari în cadrul unui sistem integrat de programare operativă a producţiei de serie, nr. 11, p. 668.

PRODUSE ASIMILATE

Voia, I. şi Voia Iulia : Utilizarea construcţiilor sudate la turbinele hidraulice de tip Kaplan fabricate în Republica Socialistă România, nr. 1, p. 55.

Vonica, C. : Panou hidraulic cu acţionare combinată în construcţia maşinii cu comandă secvenţială, model MSSF—12, nr. 2, p. 109.

Coste, F. şi *Anghel, A.* : Studiul frînării servomotoarelor mari, nr. 4, p. 193.

Raţiu, M. Materiale plastice aglomerate pentru garniturile frînelor de vehicule feroviare, nr. 6, p. 357.

Drimer, D. : Probleme ale utilizării şi caracteristicile aliajelor de aluminiu produse în R.S.R., nr. 9, p. 545.

Ceptureanu, G. : Cuzineţi cu pereţi subţiri pe bază de Al. Sn pentru industria de autovehicule, nr. 10, p.

Opaschi, M. : Cu privire la soluţiile constructive şi calculul răcitoarelor de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone, nr. 10, p. 613.

INTRETINEREA ŞI EXPLOATAREA MAŞINILOR ŞI A INSTALAŢIILOR

Willmann, H. J. : Motoare diesel SKL, nr. 4, p. 243.

Neguţ, L.: Studiul unui sistem corect de suspendare a plugurilor purtate şi semipurtate la tractoarele agricole pe roţi, nr. 5, p. 291.

Lăzărescu, E. şi *Bîrjoianu, Al.* : Influenţa uzurii acelor de injector asupra debitului ciclic de combustibil injectat, nr. 7, p. 391.

Hajdu, I., *Herlescu, T.*, *Cornut, Al.*, *Tautu, Gh.* şi *Miloş, V.* : Măsurări de forţe în regim dinamic la o presă de ştanţat, nr. 10, p. 603.

TEHNICA SECURITĂTII MUNCII

Ionescu, C. : Realizări noi în construcţia instalaţiilor de separare a prafului din aer la ventilaţiile industriale de la uzina ,,23 August'', nr. 3, p. 164.

Moneanu, Ch. : Propuneri privind perfecţionarea hidrocloanelor destinate desprăfuirii aerului în turnătorii, nr. 3, p. 173.

Guja, N. şi *Dimitriu, R.* : Probleme privind zgomotul produs de maşini-unelte, nr. 9, p. 553.

Lăpuşan, Al., *Stănescu, C. I.* şi *Todea, Gh.* : Asigurarea protecţiei contra radiaţiilor în unităţile M.I.C.M., nr. 9, p. 560.

Opriş, O. şi *Mereţ, N.*: Condiţii tehnice şi de securitate a muncii ce se impun la verificările pneumatice de etanşeitate, nr. 9, p. 572.

Smighelschi, T. şi *Stan, Gh.* : Semimască pentru vopsitori, nr. 12, p. 752.

DOCUMENTARE

Nr. 1, p. 59 ; nr. 2, p. 116 ; nr. 3, p. 177 ; nr. 4, p. 251 ; nr. 5, p. 315 ; nr. 6, p. 369 ; nr. 7, p. 439 ; nr. 9, p. 573 nr. 10, p. 639 ; nr. 11, p. 696 nr. 12, p. 755

RECENZII

Nr. 2, p. 124 ; nr. 3, p. 182 ; nr. 5, p. 316 ; nr. 6, p. 370 ; nr. 7, p. 449 ; nr. 9, p. 579 ; nr. 10, p. 640 ;

CRONICĂ

Nr. 1, p. 63 ; nr. 4, p. 256 ; nr. 5, p. 317 ; nr. 6, p. 371 ; nr. 7, p. 450 ; nr. 8, p. 512 ; nr. 9, p. 580 ; nr. 10, p. 640 ; nr. 11, p. 701 ; nr. 12, p. 759

REVISTA REVISTELOR

Nr. 1, p. 64, ; nr. 2, p. 124 ; nr. 3, p. 189 ; nr. 5, p. 322 ; nr. 6, p. 378 ; nr. 7, p. 451 ; nr. 8, p. 515 ; nr 10, p. 641 ; nr. 11, p. 703 ; nr. 12, p. 763

◆

E 3279

60

INDEX ALFABETIC PE AUTORI

A

Andreescu, D., nr. 11, p. 687
Andrian, Al., nr. 9, p. 517
Alexandrescu, P. nr. 9, p. 527
Anghel, A. nr. 4, p. 193.

B

Badea, A., nr. 10, p. 619
Badea, V. nr. 3, p. 129
Benche Lidia, nr. 1, p. 2
Benche, V., nr. 1, p. 2 ; nr. 5, p. 298
Bicsak, E. nr. 3, p. 133
Bîrjoianu, Al., nr. 6, p. 337 ; nr. 7, p. 391 ; nr. 9, p. 566
Boangiu, Gh. nr. 3, p. 160 ; nr. 5, p. 262 ; nr. 6, p. 325.
Bobancu, S. nr. 3, p. 137 ;
Bobescu, Gh. nr. 4, p. 240
Boian, I. nr. 2, p. 103
Brăgaru, A., nr. 9, p. 538 ; nr. 11, p. 645
Bucșă, Gh. nr. 11 p. 655

C

Cașcaval, N., nr. 8, p. 463
Calea, Gh., nr. 2, p. 106
Cașler, Gh. nr. 11, p. 658
Catrina, D. nr. 6, p. 328
Ceptureanu, G. nr. 10, p. 581
Ciobanu, I. nr. 10, p. 588
Ciobanu, Gh., nr. 11, p. 668
Ciocîrdia, C., nr. 8, p. 453
Ciucă, C. nr. 10, p. 593
Ciurea, El. nr. 1, p. 8 ;nr. 12 ; p. 709
Cîmpian, V. nr. 5, p. 264 ; nr. 6, p. 363
Chișu, E. nr. 10 p. 597
Chiriacescu, S. nr. 3, p. 140 ; nr. 11, p. 662
Codreanu, C. nr. 3, p. 146
Cosoaroabă, V. nr. 2, p. 72
Coste, F. nr. 4, p. 193
Cornut, Al., nr. 10, p. 603
Costoiu Stana, nr. 11, p. 668
Cozmîncă, Gh., nr. 11, p. 658
Cristea, I., nr. 5, p. 307
Cristuinea, C., nr. 8, p. 468
Crudu, M., nr. 2, p. 65
Csaba, Gh., nr. 4, p. 209

D

Demian, Tr., nr. 5, p. 261 ; nr. 5, p. 269
Dimitriu, R. nr. 9, p. 553
Dobośan, V., nr. 2, p. 77 ; nr. 8, p. 463
Domșa, Al., nr 3, p. 133
Dorin, Al., nr. 8, p. 458
Dumitraș, C., nr. 9, p. 549 ; nr. 12, p. 711
Dumitrache, I., nr. 4, p. 200
Dumitrescu, A., nr. 4, p. 206 nr. 5, p. 272
Dumitrescu, D., nr. 2, p. 80
Dumitrescu Valeria, nr. 11, p. 687
Drăghici, I., nr. 10, p. 597
Dreucean, A. nr. 8, p. 468
Drimer, D., nr. 9, p. 545
Drugescu, E, nr. 10, p. 593

E

Eberan-Eberhorst, R., nr. 3, p. 150 ; nr. 5, p. 275
Eftimiu, Th., nr. 11, p. 665
Erol, M., nr. 11, p. 682

F

Florea, S., nr. 4, p. 200
Frățilă, R., nr. 12, p. 735

G

Gaiginschi, R., nr. 7, p. 433
Gavrilă, I., nr. 12, p. 716
Georgescu, Al., nr. 11, p. 687
Gheghea, I., nr. 1, p. 13
Gheorghiu, D., nr. 8, p. 493
Ghibu, C., nr. 2, p. 95
Gobjilă, I., nr. 7, p. 433
Guja, N., nr. 9, p. 553
Gyenje, C. nr. 7, p. 394

H

Hajdu, I. nr. 10 p. 603
Herlescu, T. nr. 10 p. 603
Homoș, T., nr. 11, p. 638
Horovitz, B., nr. 2, p. 83 ; nr. 6, p. 333

I

Iatan, R., nr. 12, p. 719
Ignat, V., nr. 1, p. 16 ; nr. 8, p. 473
Iliescu, C., nr. 3, p. 160 ; nr. 5, p. 262 ; nr. 6, p. 325.
Ionescu, C., nr. 3, p. 164
Iscrulescu, V., nr. 4, p. 230
Ispas, C., nr. 12, p. 731
Ivan, N. V., nr. 3, p. 140 ; nr. 8, p. 476 ;
Ivan, M., nr. 11 p. 677

K

Kovacs, F. nr. 2, p. 83 ; nr. 6, p. 333 ; nr.7, p. 415 ; nr. 12, p. 722
Kovacs, St., nr. 4, p. 230

L

Lamert, F., nr. 5, p. 282
Lăpușan, Al., nr. 9, p. 560
Lazăr, I., nr. 4, p. 230
Lăzărescu, E., nr. 6, p. 337 ; nr. 7, p. 391, ; nr. 9, p. 566
Lefterescu, V. O., nr. 8, p. 489
Lucaci, W., nr. 3, p. 129

M

Manea, Gh., nr. 1, p. 19
Marincaș, D., nr. 5, p. 307 ; nr. 11, p. 682
Marincaș, R., nr. 5, p. 307
Mărăcineanu, I., nr. 1, p. 43 ; nr. 11, p. 687
Mărușteru, St., nr. 7, p. 415 ; nr. 12, p. 722
Maroș, D., *nr.* 4, p. 209 ; nr. 7, p. 394
Mereț, N., nr. 9, p. 572
Messelhi, S., nr. 10. p. 631
Mihăescu, C., nr. 6, p. 343
Miloiu, Gh., nr. 12, p. 735
Miloș, V., nr. 10, p. 603
Mincă, M., nr. 1, p. 29
Minciu, C., nr. 2, p. 89 ; nr. 4, p. 216
Miskovits. St. nr. 12, p. 722
Mohor, T., nr. 3, p. 167
Moldovan, Gh., nr. 11, p. 682
Moldovan, V. nr. 3, p. 170
Moga, Al., nr. 1, p. 34
Moneanu, Ch., nr. 3, p. 173
Moraru, V., nr. 5, p. 286 ; nr. 8, p, 481
Morega, I., nr. 7, p. 389
Moțoiu, R., nr. 1, p. 37
Murad, E., nr. 11, p. 682

O

Obaciu, Gh, nr. 7, p. 405
Oberst, L., nr. 6, p. 350
Olariu, V., nr. 5, p. 303
Opaschi, M., nr. 10, p. 613
Oprea, N., 7, p. 409
Oprendeck, B., nr. 6, p. 350
Opriș, O. nr. 9, p. 572
Orlandrea, N., nr. 4, 209, ; nr. 7, p. 394

N

Naghi, T., nr. 4, p. 221
Neguț, L., nr 5, p. 291
Nguyen, K. L., nr. 4, p. 227 ; nr. 6, p. 348 ; nr. 7, p. 402
Nițescu, Gh., nr. 5, p. 298

P

Panaitescu, I., nr. 3, p. 167
Paulescu, Gh., nr. 8, p. 468
Pau, E., nr. 12, p. 727
Petrescu, B. Ghr., nr. 1, p. 29
Perju, D., nr. 7, p. 415 ; nr. 12, p. 722
Peretz, D., nr. 2, p. 95 ; nr. 8, p. 485
Pimsner V., nr. 1, p. 43
Pop, M., nr. 10, p. 619
Popa B., nr. 4, p. 230
Popan, V., nr. 10, p. 593

Popescu, A., nr. 8, p. 489
Popescu, E., nr. 8, p. 493
Popescu, I., nr. 3, p. 140
Popescu, I., nr. 2, p. 99; nr. 7, p. 421; nr. 10, p. 624
Popescu, S., nr. 2, p. 103

R

Raicu, A., nr. 1, p. 48
Raţiu, M., nr. 6, p. 357
Rădulescu, Gh., nr. 12, p. 735
Rusan, G., nr. 11, p. 677

S

Sanchen, G., nr. 3, p. 170
Sava, I., nr. 12, p. 741
Sălăgean, Tr., nr. 8, p. 498
Sburlan, V., nr. 8, p. 458
Selim, M., nr. 10, p. 631
Scheerer, H., nr. 12, p. 716
Seitz, N., 4, p. 233; nr. 5, p. 264; nr. 6, p. 363
Seleşteanu, Al., nr. 8, p. 503
Simionescu, V., nr. 1, p. 19
Silianu, E., nr. 12, p. 746
Sfinţeanu, D., nr. 4, p. 237
Smigelschi, T. nr. 12, p. 752
Soare, M., nr. 5, p. 307, nr. 11, p. 682
Sonea, I., nr. 7, p. 424
Sonea, P., nr. 7, p. 424
Sporea, I., nr. 8, p. 468
Stan, Gh., nr. 12, p. 752
Stănescu, C. I., nr. 9, p. 560
Stefan, St., nr. 11, p. 687
Stere, N., nr. 12, p. 735
Stoicescu, A., nr. 8, p. 506

T

Tatu, Gh., nr. 10, p. 603
Tănăsescu, I., nr. 2, p. 103
Teleanu, M. nr. 8, p. 463
Teodorescu, M., nr. 10, p. 593
Todea, Gh., nr. 2, p. 106; nr. 9, p. 560
Topal, D., nr. 11, p. 690
Tudor, D., nr. 5, p. 269
Turcu, I., nr. 10, p. 619
Turac, I., nr. 1, p. 51

U

Ungar, R., nr. 2, p. 77; nr. 8, p. 463
Untaru, M., nr. 4, p. 240

V

Văileanu, D., nr. 7, p. 430
Verzea, D., nr. 10, p. 593
Vişan, S., nr. 11, p. 668
Vlasiu, Gh., nr. 10 p. 636
Vodă, V., nr. 8, p. 458
Voia, I., nr. 1, p. 55
Voia Iulia, nr. 1, p. 55
Vonica, C., nr. 2, p. 109

Z

Zelu, D., nr. 11, 658
Zgură, Gh., nr. 12, p. 731
Zugrăvel, M., nr. 7, p. 433

W

Willmann, H. J., nr. 4, p. 243

* * *

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 11.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 2903.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1971, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41042

Complexitate și înaltă precizie

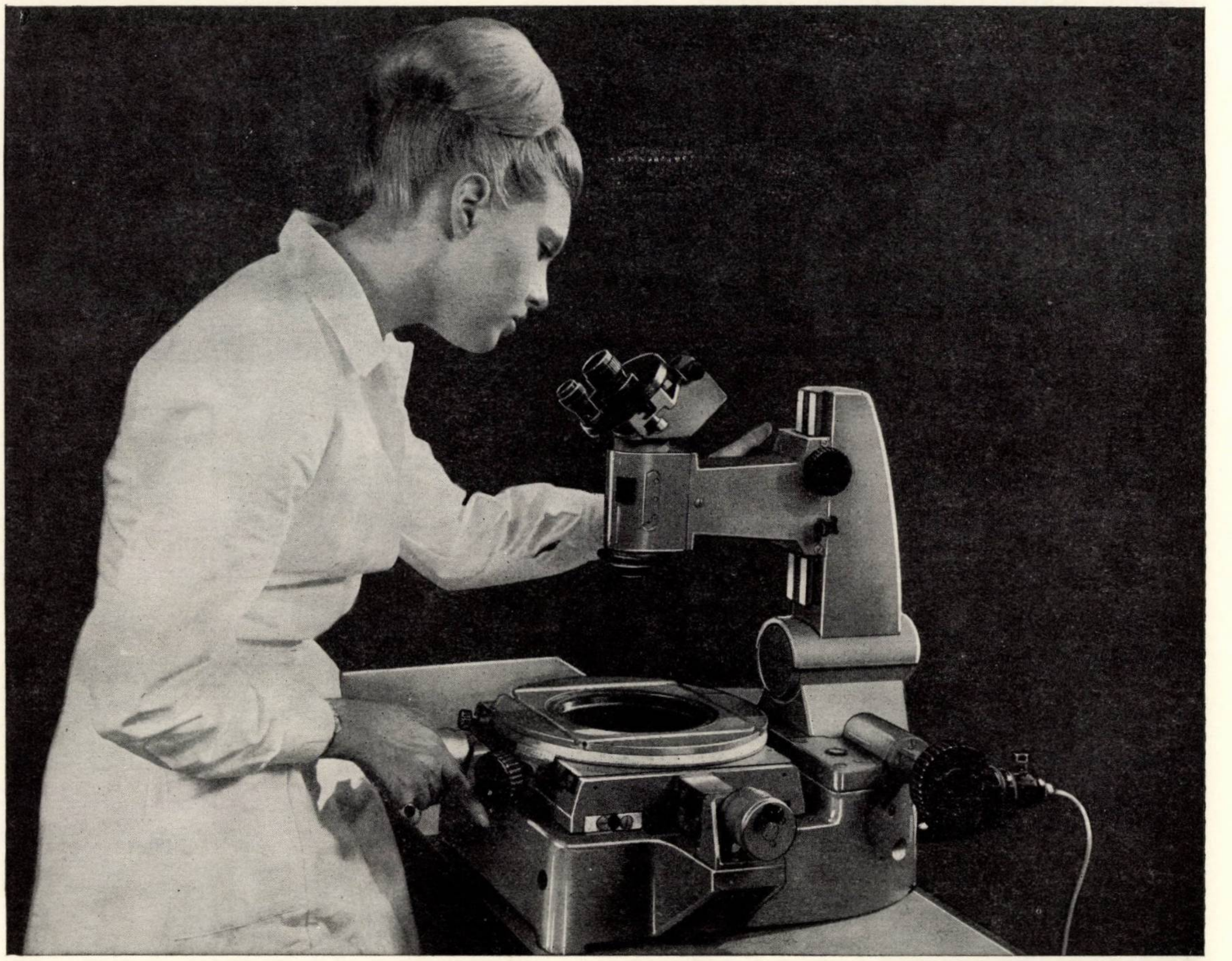
sînt caracteristicile marelui nostru **microscop pentru scule,** cunoscut încă de mulți ani. El reprezintă un aparat de măsură sigur pentru ateliere și laboratoare de probă, este indicat pentru **măsurarea lungimilor** în coordonatele în unghiuri drepte sau circulare. **Măsurări ale unghiurilor** sculelor, calibrelor etc. **Compararea formelor** după profilele impuse. **Măsurări ale tuturor dimensiunilor determinate ale filetelor exterioare.**

Principiul măsurării: procedeul imaginii umbrei și al secțiunii axei.

Domenii de măsurare:
în direcția x de la 0 pînă la 150 mm
în direcția y de la 0 pînă la 50 mm
în împărțirea unghiurilor în părți egale de la 0° pînă la 360°.

Valorile scalei:
șuruburile pentru măsurare de mare precizie în direcțiile x și y, 0,01 mm la ocularul pentru măsurarea unghiurilor 1′, și ale mesei rotunde 3′.

Mărire : 10x, 15x, 30x, 50x.



VEB Carl Zeiss JENA

Republica Democrată Germană

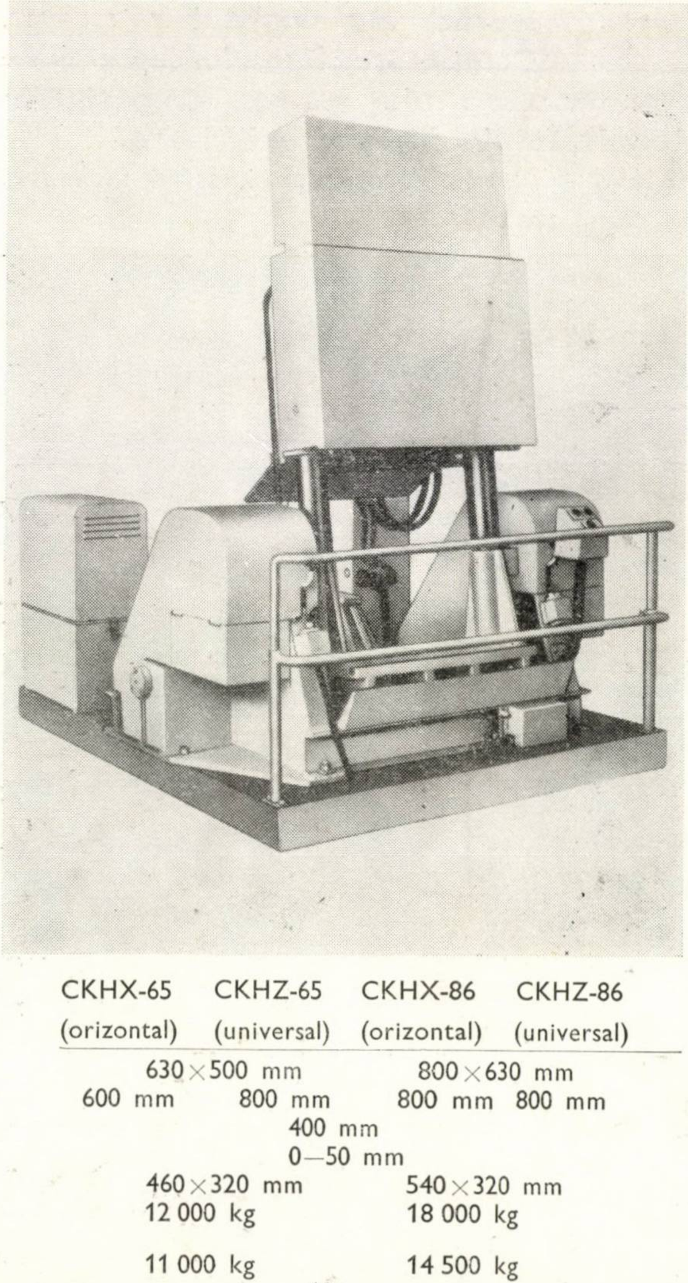
CARL ZEISS
JENA

PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA DE COMERŢ EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — R. P. Polonă
Telefon : 513—401
Telex : 0312—416
Telegrame : Centrozap — Katowice



MAŞINI PENTRU TURNAREA FONTEI ÎN COCHILII HIDRAULICE, DE TIPUL CKHX — 65, CKHZ — 65, CKHX — 86, CKHZ — 86,

destinate pentru turnarea statică a pieselor în cochilii metalice.

Ele lucrează într-un ciclu semiautomat cu posibilitatea de a trece direct pe comanda manuală.

	CKHX-65 (orizontal)	CKHZ-65 (universal)	CKHX-86 (orizontal)	CKHZ-86 (universal)
Dimensiunile utile ale plăcilor pentru cochilii	630×500 mm		800×630 mm	
Distanţa maximă între plăcile pentru cochilii	600 mm	800 mm	800 mm	800 mm
Cursa plăcii pentru cochilii	400 mm			
Cursa plăcii de aruncare	0—50 mm			
Dimensiunile plăcii de aruncare (scoatere)	460×320 mm		540×320 mm	
Puterea de închidere a cochiliei — reglată la maximum	12 000 kg		18 000 kg	
Puterea de deschidere a cochiliei şi puterea de aruncare a piesei turnate — reglată la maximum	11 000 kg		14 500 kg	
Timpul necesar închiderii cochiliei în plină cursă	10 s			
Timpul necesar deschiderii cochiliei în plină cursă	9 s			
Comanda maşinii	hidraulică			
Presiunea de lucru max.	90 at		130 at	
Greutatea maşinii (fără lichidul de lucru)	2 100 kg	2 750 kg	2 200 kg	3 000 kg

La cerere, maşinile pot fi adaptate tuturor condiţiilor climatice şi pot fi alimentate cu tot felul de curenţi electrici.

PUBLICOM

UPAL
SLATINA

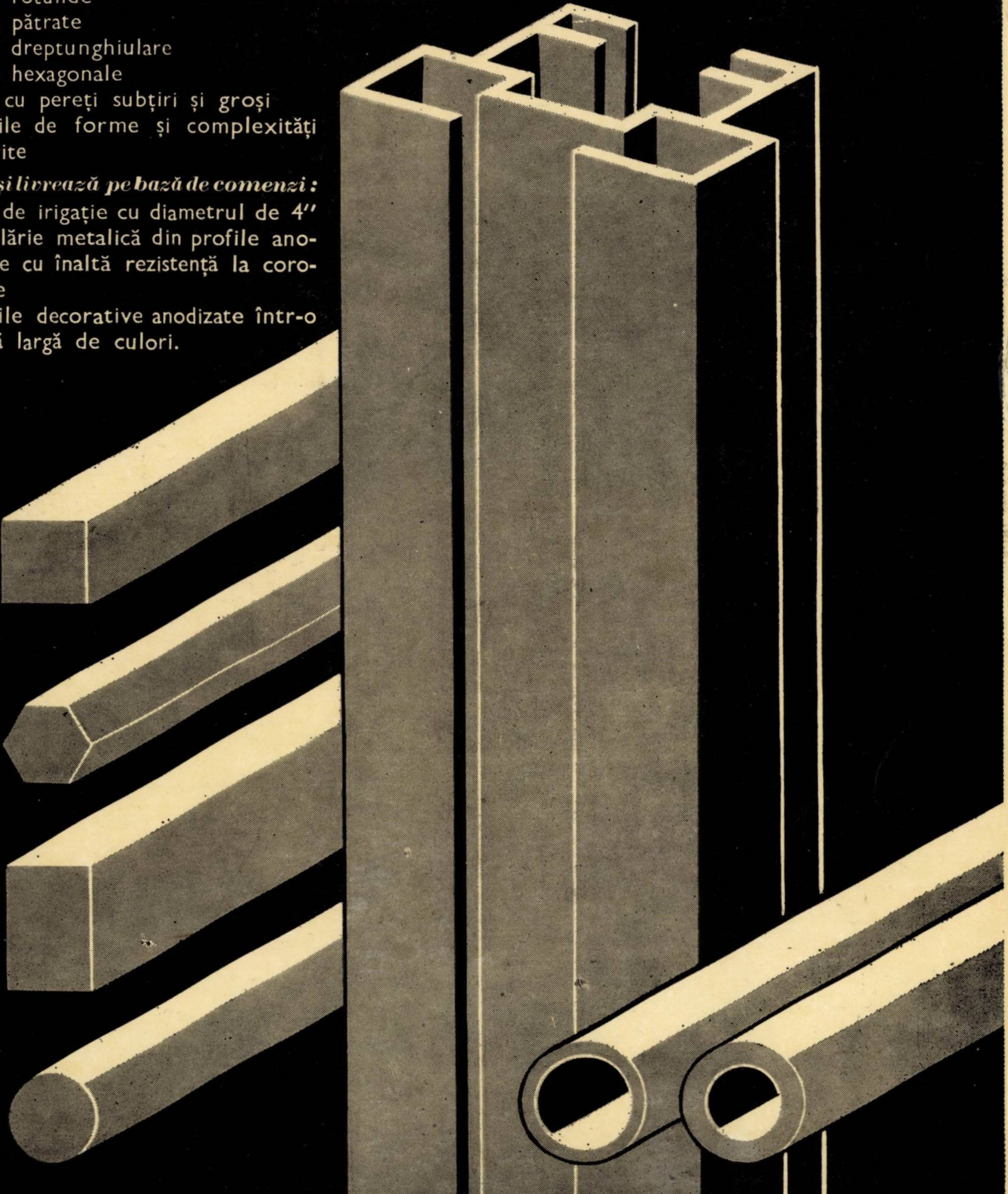
UZINA DE PRELUCRARE A ALUMINIULUI
SLATINA
ȘOSEAUA MILCOV NR. 1

FABRICĂ SORTIMENTE VARIATE DE PRODUSE EXTRUDATE ȘI TRASE DIN ALUMINIU ȘI ALIAJE DE ALUMINIU CU CARACTERISTICI MECANICE RIDICATE:

- bare rotunde
- bare pătrate
- bare dreptunghiulare
- bare hexagonale
- țevi cu pereți subțiri și groși
- profile de forme și complexități diferite

Produce și livrează pe bază de comenzi:

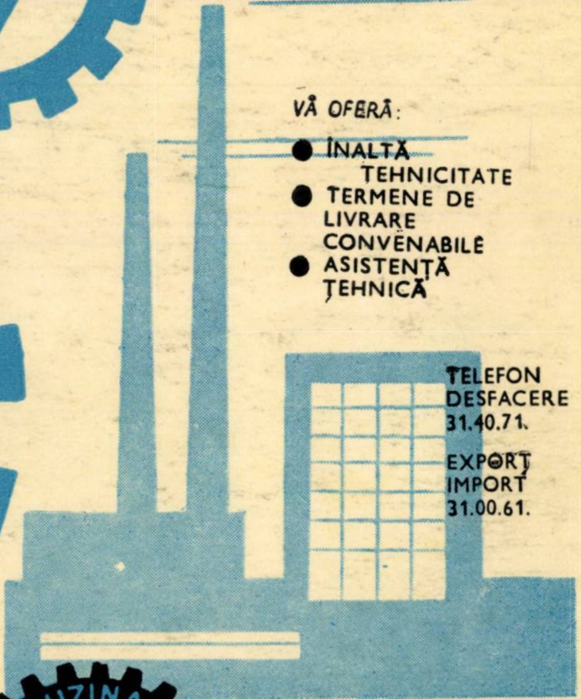
- țevi de irigație cu diametrul de 4″
- tîmplărie metalică din profile anodizate cu înaltă rezistență la coroziune
- profile decorative anodizate într-o gamă largă de culori.



VULCAN
ROMANIA

FONDATĂ 1904

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ



VĂ OFERĂ:

- ÎNALTĂ TEHNICITATE
- TERMENE DE LIVRARE CONVENABILE
- ASISTENȚĂ TEHNICĂ

TELEFON DESFACERE 31.40.71.

EXPORT IMPORT 31.00.61.

EXPORTĂ ÎN 28 ȚĂRI — DIN 4 CONTINENTE

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 1035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm² pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

GENERATOARE RAPIDE ABUR de 800 kg abur/h —GAT 08.

GENERATOARE STABILE de 500 kg/h.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

1972 MAR